



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE UNA PLEGADORA HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA PARA
LÁMINAS METÁLICAS HASTA 8 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA
INDUSTRIAS DANPAG”

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico

AUTORES: LUIS MIGUEL NIVICELA CASTRO

CARLOS GONZALO PEÑARRETA AGUILAR

TUTOR: ING. PAÚL BOLÍVAR TORRES JARA, M.SC

Cuenca - Ecuador

2022

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Luis Miguel Nivicela Castro con documento de identificación N° 0705365831 y Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar con documento de identificación N° 0706102464; manifestamos que:

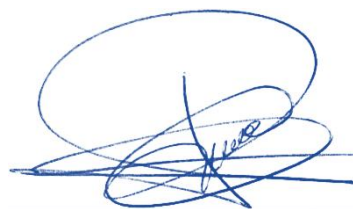
Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 30 de noviembre del 2022

Atentamente,



Luis Miguel Nivicela Castro
0705365831



Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar
0706102464

CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Nosotros, Luis Miguel Nivicela Castro con documento de identificación N° 0705365831 y Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar con documento de identificación N° 0706102464, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Proyecto técnico con enfoque general: “Diseño de una plegadora hidráulica semi automática para láminas metálicas hasta 8 mm de espesor para la Empresa Industrias DANPAG”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 30 de noviembre del 2022

Atentamente,



Luis Miguel Nivicela Castro
0705365831



Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar
0706102464

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Paúl Bolívar Torres Jara con documento de identificación N° 0102776036, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: “DISEÑO DE UNA PLEGADORA HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA PARA LÁMINAS METÁLICAS HASTA 8 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA INDUSTRIAS DANPAG”, realizado por Luis Miguel Nivicela Castro con documento de identificación N° 0705365831 y por Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar con documento de identificación N° 0706102464, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto técnico con enfoque general que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 30 de noviembre del 2022

Atentamente,



Ing. Paúl Bolívar Torres Jara, MSc.
010210776036

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación está dedicado a los seres más especiales que Dios pudo haberme dado, que son mi papá el profesor Luis Miguel Nivicela Quilambaqui, quien fue quien sembró en mí la idea de ser Ingeniero Mecánico y a mi madre, maestra en belleza Celia María Castro Fernández, quien siempre ha sido el motor de impulso, empuje y resiliencia en mi camino personal y profesional, quien a pesar de estar contra todo obstáculo siempre ha confiado en mí y me ha dado todas las oportunidades para aprender y volver a intentarlo.

A mis hermanas Dalia y Mercedes, que han sido de ejemplo como personas y profesionales en cada uno de sus campos, me han sabido aconsejar y guiar, su apoyo incondicional en los momentos más duros de mi vida, a mi esposa que ha sido un pilar fundamental en mis metas y decisiones, a mis hijos que han sido mi fortaleza para no rendirme en los obstáculos más difíciles, amigos y demás familiares que de una u otra forma han sido parte de este sueño que hoy se ha plasmado como una meta cumplida, gracias.

Y finalmente gracias a mí, por permitirme intentarlo siempre, con las expectativas puestas en un nuevo horizonte, por no rendirme jamás y por todo el esfuerzo realizado para cumplir esta meta. Demostrándome que todo es posible si lo puedo creer.

Luis Miguel Nivicela Castro

AGRADECIMIENTOS

Agradecido con Dios, porque sin él, el día de hoy no sería posible gozar de esta alegría de incorporarme como ingeniero.

Agradezco a mis padres que me han enseñado a perseverar y luchar por mis sueños y gracias a sus consejos hoy uno de ellos es realidad.

Agradezco el apoyo de mis docentes universitarios, que siempre estuvieron con una palabra de aliento para conmigo, de no rendirme y dejarme vencer por una calificación o una adversidad.

Agradezco a mis hermanas, mi esposa, hijos y demás familiares y amigos que en mí han confiado y siempre han tenido una palabra de aliento para mí.

Agradezco al Ing. Paul Bolívar Torres, M.SC. quien, con apoyo y conocimientos, supo guiarnos durante el desarrollo del presente trabajo, siendo indispensable su ayuda en cada etapa.

Al gerente general de la empresa INDUSTRIAS DANPAG, Ing. Carlos Guillermo Guamán Álvarez por la apertura y confianza brindada.

Luis Miguel Nivicela Castro

DEDICATORIA

Este presente trabajo de titulación está dedicado a mis padres, que me demostraron siempre amor incondicional, apoyo y paciencia, siendo ellos el pilar fundamental para que hoy cumpla esta meta, y a los cuales siempre les estaré agradecido.

A mis hermanos que por su compañía y por siempre celebrar cada una de mis metas cumplidas como si fueran suyas, a mis tíos de corazón quienes siempre supieron estar en los momentos más difíciles apoyándome y por todos sus grandes consejos, a mis amigos y a una persona en especial, los cuales influyeron de manera directa en mi vida para el bien, gracias.

Y finalmente gracias a mi persona, por nunca rendirme y por el esfuerzo realizado para cumplir esta meta demostrando siempre que todo lo que me propongo lo puedo conseguir.

Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar.

AGRADECIMIENTOS

Agradecer es la parte fundamental de un hombre de bien, por lo que quiero expresar mi gratitud hacia Dios, que sin su presencia y bendiciones no estaría cumpliendo esta meta en mi vida.

Agradezco a mis padres por todos sus sacrificios, por sus consejos y por siempre apoyarme.

Agradezco a mis hermanos por su apoyo desinteresado. Y a mis tíos que siempre me ayudaron cuando más los necesite.

Agradezco al Ing. Paul Bolívar Torres, M. SC. quien, con apoyo y conocimientos, supo guiarnos durante el desarrollo del presente trabajo, siendo indispensable su ayuda en cada etapa.

Al gerente general de la empresa INDUSTRIAS DANPAG, Ing. Carlos Guillermo Guamán Álvarez por la confianza brindada.

Carlos Gonzalo Peñarreta Aguilar.

RESUMEN

El proyecto tiene como fin principal realizar el diseño de una plegadora hidráulica semi automática para láminas metálicas de hasta 8 mm de espesor la cual será incorporada para mejorar el proceso productivo de la empresa INDUSTRIAS DANPAG ubicada en la provincia de cañar.

La metodología que se utilizó tuvo como primer fase determinar el problema existente en la empresa Industrias DANPAG, para ello se realizó una entrevista al gerente general y operarios de la empresa, luego de realizar una revisión bibliográfica se propuso 4 alternativas diferentes de posibles soluciones para el diseño, y para seleccionar el diseño ganador se realizó una matriz de ponderación donde se obtuvo como resultado una plegadora hidráulica con cilindros en la parte superior cuyas dimensiones son 3200 mm de ancho, 2240 mm de largo y 2700 mm de alto.

Posteriormente a través de cálculos pertinentes, indagación teórica y con la ayuda del método de elementos finitos para analizar el esfuerzo de Von Mises y deformación total mediante la herramienta SolidWorks se diseñó los principales componentes sometidos a flexión, torsión, compresión y pandeo, en los aceros comerciales ASTM A36, SAE 1020 Y SAE 1045 basados en el factor de utilidad.

Se elaboró planos de cada componente diseñado y se seleccionó los componentes normalizados utilizados para la construcción, además se realizó una estimación económica del valor de fabricación de la plegadora hidráulica.

Palabras clave: Plegadora hidráulica, fuerza máxima, análisis estático, elementos finitos, factor de utilidad.

ABSTRACT

The main purpose of the project is to design a semi-automatic hydraulic press brake for metal sheets up to 8 mm thick, which will be incorporated to improve the production process of the company INDUSTRIAS DANPAG located in the province of Cañar.

The methodology used had as a first phase to determine the existing problem in the company INDUSTRIAS DANPAG, for this an interview was conducted with the general manager and operators of the company, after conducting a literature review was proposed 4 different alternatives of possible solutions for the design, and to select the winning design was made a weighting matrix which resulted in a hydraulic press brake with cylinders at the top whose dimensions are 3200 mm wide, 2240 mm long and 2700 mm high.

Subsequently, through pertinent calculations, theoretical research and with the help of the finite element method to analyze the Von Mises stress and total deformation using the SolidWorks tool, the main components subjected to bending, torsion, compression and buckling were designed in ASTM A36, SAE 1020 and SAE 1045 commercial steels based on the serviceability factor.

Drawings were prepared for each designed component and the standardized components used for the construction were selected. In addition, an economic estimate of the manufacturing value of the hydraulic press brake was made.

Keywords: Hydraulic press brake, maximum force, static analysis, finite elements, utility factor.

ÍNDICE

1. Tema	2
2. Introducción.....	2
3. Problema.....	2
3.1 Antecedentes.....	2
3.2 Delimitación	3
3.3 Importancia y alcances	3
4. Objetivos.....	4
4.1 Objetivo general	4
4.2 Objetivos específicos.....	4
5. Fundamentos teóricos	5
5.1 Tipos de Cargas.....	5
5.1.1 Cargas axiales de tracción o compresión.	5
5.1.2 Cargas tangenciales o Cortante.....	5
5.1.3 Cargas de torsión.....	6
5.1.4 Cargas de flexión.....	6
5.1.5 Cargas combinadas.....	7
5.2 Conformado de metales	7
5.2.1 Laminación.....	8
5.2.2 Embutido y estirado	8
5.2.3 Doblado y curvado	9
5.2.4 Corte y Punzonado	9
5.3 Proceso de plegado	10
5.3.1 Parámetros relacionados con el doblado.....	12
5.3.2 Tipos de plegadoras.....	14
5.3.3 Partes principales de una plegadora hidráulica.	16
5.3.4 Accesorios principales de máquina plegadora hidráulica.	17
5.4 Acero	20
5.4.1 Designaciones y clasificación de los aceros.....	21
5.5 Módulo de elasticidad.....	22
5.5.1 Comportamiento elástico contra plástico de un material	22
5.6 Tratamiento térmico.....	23

5.6.1	Secuencia de producción.....	23
5.6.2	Tipos de tratamientos térmicos.....	23
5.7	Tipos de cojinetes	24
6.	MARCO METODOLÓGICO.....	24
6.1	Diseño del equipo	25
6.1.1	Definición de Variables.....	25
6.1.2	Alternativas para el diseño del equipo	27
6.1.3	Componentes del Sistema.	31
6.1.4	Subsistema utillajes	31
6.1.5	Subsistema estructura.....	62
6.1.6	Subsistema Hidráulico.....	83
6.1.7	Subsistema eléctrico.....	96
6.2	Análisis económico.....	98
7.	CONCLUSIONES	103
8.	RECOMENDACIONES	104
9.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	104
10.	Anexos.	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1. Localización “INDUSTRIAS DANPAG”.	3
Ilustración 2. Elemento de una carga axial a tracción y compresión	5
Ilustración 3. Elemento sometido a carga cortante	6
Ilustración 4. Elemento sometido carga de torsión	6
Ilustración 5. Elemento sometido carga de flexión pura	7
Ilustración 6. Elemento sometido cargas combinadas	7
Ilustración 7. Procedimientos de conformación metálica	7
Ilustración 8. Fuerzas que actúan en la laminación	8
Ilustración 9. Fases de la deformación del material en el proceso de embutido	9
Ilustración 10. Herramientas de doblado en V.	9
Ilustración 11. Proceso de punzonado	10
Ilustración 12. Diferentes tipos de Matrices	10
Ilustración 13. Plegado parcial	11
Ilustración 14. Plegado a fondo	11
Ilustración 15. Plegado por estampado	11
Ilustración 16. Relación entre la Fuerza y el ángulo de plegado	12
Ilustración 17. Radio mínimo de doblado para diferentes materiales	12
Ilustración 18. Recuperación durante el proceso de doblado	13
Ilustración 19. Diagrama fuerza de proceso – Desplazamiento de punzón	13
Ilustración 20. Plegador manual	14
Ilustración 21. Plegadora mecánica CHICAGO - DREIS	14
Ilustración 22. Plegadora hidra-mecánica	15
Ilustración 23. Plegadora hidráulica MP1500	15
Ilustración 24. Partes de una plegadora Hidráulica-Vista frontal	17
Ilustración 25. Partes de una plegadora Hidráulica-Vista Posterior	17
Ilustración 26. Cilindro hidráulico de doble efecto	17
Ilustración 27. Filtro de presión	18
Ilustración 28. Tipos de asiento de válvulas	18
Ilustración 29. Manómetros	19

Ilustración 30. Electroválvula CEME.	19
Ilustración 31. Divisor de caudal KV-1DFV.....	20
Ilustración 35. Cojinete de bolas y su nomenclatura.....	24
Ilustración 36. Cuadro Metodológico.....	25
Ilustración 37. Plegadora Manual.....	27
Ilustración 38. Plegadora con contrapeso.....	27
Ilustración 39. Plegadora hidra- mecánica	28
Ilustración 40. Plegadora Hidráulica.	29
Ilustración 41. Solución grafica propuesta para industrias DANPAG.....	31
Ilustración 42. Radio interior mínimo	33
Ilustración 43. Variables de matriz de plegado	35
Ilustración 44. Matriz de plegado propuesta	36
Ilustración 45. Diagrama de cuerpo libre de la placa a plegar	36
Ilustración 46. Diseño propuesto de punzón de plegado.....	37
Ilustración 47. Esfuerzos de Von Mises en la matriz de plegado.....	40
Ilustración 48. Deformación de la matriz de plegado.	41
Ilustración 49. Longitudes efectivas de columna.	42
Ilustración 50. Diseño propuesto de punzón de plegado.....	43
Ilustración 51. Diferencial de área de punzón de plegado.	43
Ilustración 52. Esfuerzos de Von Mises en el punzón de plegado.....	46
Ilustración 53. Deformación en el punzón acero SAE 1045. [Autores].....	48
Ilustración 54. Porta matriz.	48
Ilustración 55. Porta matriz y mordaza inferior.	49
Ilustración 56. División de mordaza inferior en elementos.....	50
Ilustración 57. Esfuerzo de Von Mises en la mordaza inferior.....	53
Ilustración 58. Mordaza superior.....	54
Ilustración 59. Esfuerzos de Von Mises en la mordaza superior	56
Ilustración 60. Sistema de sujeción de punzones	57
Ilustración 61. Disposición de sujetadores por punzón.....	57
Ilustración 62. Cálculo de restricciones sujetador punzón	58
Ilustración 63. Detalle del Área de sujeción.....	58
Ilustración 64. Consideración de una viga en voladizo.....	59
Ilustración 65. Selección de perno de tabla métrica	61
Ilustración 66. Barra de torsión.	62

Ilustración 67. Barra de torsión propuesta.....	62
Ilustración 68. Corte de pasador.....	63
Ilustración 69. Diagrama de torsión.	64
Ilustración 70. Fuerza desplazada del origen.	65
Ilustración 71. Fuerza trasladada al origen.....	65
Ilustración 72. Fuerza trasladada al origen.....	65
Ilustración 73. Dimensiones de estructura.	68
Ilustración 74. Esfuerzos de Von Mises en la estructura.	70
Ilustración 75. Valores de solución de la estructura de soporte.	72
Ilustración 76. Diagrama de cuerpo libre plancha plegada. [Autores]	73
Ilustración 77. Carga puntual en plancha plegada. [Autores]	73
Ilustración 78. Diagrama de cuerpo base o apoyo frontal. [Autores].....	74
Ilustración 79. Esfuerzo de Von Mises en apoyos frontales. [Autores]	76
Ilustración 80. Deformación máxima bases o apoyos frontal. [Autores].....	77
Ilustración 81. software SKF Bearing Select.	78
Ilustración 84. Detalles de grasa LGEP2.....	80
Ilustración 85. Esquema de apoyos frontales. [Autores].....	81
Ilustración 86. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete. [Autores]	82
Ilustración 87. Catálogos cilindros ENERPAC.....	85
Ilustración 88. Factores K de perdidas.	89
Ilustración 89. ENERPAC- manómetros.	91
Ilustración 90. Esquema hidráulico máquina plegadora.	92
Ilustración 91. Electroválvula 4/3 CETOP.....	93
Ilustración 92. Electroválvula 2/2 Festo.....	93
Ilustración 93. Válvula limitadora de presión.	94
Ilustración 94. Válvula estranguladora.....	94
Ilustración 95. Válvula divisora de cauda.	95
Ilustración 96. Válvula antirretorno.	95
Ilustración 97. Flujo de energía de la máquina hidráulica.	96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Cuadro comparativo de grado de dureza según SAE y ASTM.....	20
Tabla 2. Variables por considerar para el diseño	25
Tabla 3. Matriz de ponderación, Selección de diseño óptimo.....	30
Tabla 4. Propiedades acero estructural naval	32
Tabla 5. Fuerzas en función del espesor de placa	33
Tabla 6. Esfuerzo de fluencia aceros de aceros comerciales.....	34
Tabla 7. Relación abertura (V) - espesor (T)	34
Tabla 8. Espesores y aberturas de matriz	35
Tabla 9. Resultados de diseño de punzón de plegado	47
Tabla 10. Valores de letras mordaza inferior	49
Tabla 11. Resultados de Punzón de plegado acero SAE 1045	50
Tabla 12. Resultados esfuerzo máximo acero ASTM A36	55
Tabla 13. Variables de diseño de Mordaza superior	55
Tabla 14. Valores comerciales de barra perforada EN10294-1.	64
Tabla 15. Resultados esfuerzo máximo acero ASTM A36	69
Tabla 16. Esfuerzos de Von Mises en la estructura	70
Tabla 17. Deformaciones en la estructura	71
Tabla 18. Análisis técnico Financiero	98
Tabla 19. Análisis de costos totales	102

1. Tema

Diseño de una plegadora hidráulica semi automática para láminas metálicas hasta 8 mm de espesor para la empresa industrias DANPAG.

2. Introducción.

En la metalurgia uno de los principales procesos para trabajar con metales es el conformado, por lo que las máquinas-herramientas necesarias para moldear la chapa han evolucionado en función de las necesidades de los artesanos, alcanzando su máximo desarrollo en las últimas décadas, esto debido a la incorporación de nuevas tecnologías, como son los sistemas de control que proporcionan una mayor precisión y mejoran sus prestaciones. [1]

El proceso de plegado es una línea principal en el proceso productivo de muchas industrias manufactureras y metal mecánica, llegando a contar con líneas automatizadas de plegadoras hidráulicas que permiten una producción en serie, obteniendo como resultado una reducción de tiempos de fabricación e incremento de producción.[2]

Comercialmente en la industria se encuentra varios diseños de plegadoras para chapas de metal, que generalmente suelen ser manuales, mecánicas, hidráulicas o automatizadas. Estas varían según las distintas características del plegado que son capaces de realizar, así como el tipo de material, espesor, etc. [3] [4]

La empresa actualmente fabrica valdes para volqueta, plataformas y demás equipos utilizados en la maquinaria pesada, para ello la empresa utiliza laminas metálicas de diferentes espesores hasta un máximo de 8 mm, pero debido a varios errores en el proceso de plegado que subcontratan, la empresa ha buscado la oportunidad de diseñar un equipo para plegado que a futuro planean construir, esto con el objetivo de incrementar la producción, mejorando el proceso y reduciendo los costos de fabricación.

3. Problema.

3.1 Antecedentes

La empresa INDUSTRIAS DANPAG cuenta con 22 años de experiencia en el diseño, fabricación y reparación de equipos de maquinaria pesada como son baldes para volquetas, cisternas y plataformas, ubicada en la provincia de cañar. Para desarrollar las actividades la empresa necesita realizar el plegado de láminas de espesores de hasta 8 mm

con geometrías diversas, labor que debe ser subcontratado por talleres industriales externos ubicados en otras provincias principalmente la ciudad de Cuenca, generando un aumento en los tiempos de entrega de 4 a 8 días laborables, debido a factores como son los tiempos perdidos por transporte y por el orden de trabajo establecido que siguen las empresas que brindan este servicio, además de un aumento en los costos de fabricación del producto final, debido que en ocasiones se reciben placas mal plegadas, siendo estos factores elementales en la calidad y puntualidad a la hora de entregar los equipos.

Por ende, en este proyecto se tiene como objetivo diseñar y construir una máquina plegadora semiautomática con la finalidad de optimizar los procesos de operación para la construcción de accesorios para baldes de volqueta y demás equipos de maquinaria pesada que lo requiera la empresa, incrementando así la variabilidad en los diseños permitiendo la competitividad industrial.

3.2 Delimitación

El proyecto será realizado para mejorar un proceso productivo de la empresa INDUSTRIAS DANPAG, dedicada al diseño y construcción de baldes para volquetas y demás equipos, se encuentra ubicada en la provincia de Cañar, calle Panamericana Sur, entrada a Ingapirca, como se puede observar en la ilustración 1. Para el diseño haremos uso del software AutoCAD, Inventos y para el análisis estático usaremos el software SOLIDWORKS.

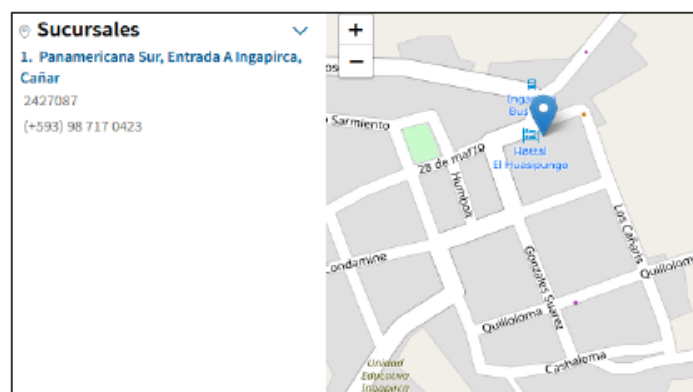


Ilustración 1. Localización "INDUSTRIAS DANPAG". [5]

3.3 Importancia y alcances

La población total en la ciudad de Cañar, provincia de Cañar, es de 206.771 habitantes y la tasa de autos por cada 1.000 habitantes es de 216 vehículos. Teniendo como dato el

número de vehículos matriculados hasta la fecha de 44620, Siendo la cantidad precisa de los vehículos de carga pesada como las volquetas matriculadas la cantidad 464.[6]

Es decir, alrededor del 9,5% del total de vehículos matriculados corresponden a vehículos de carga pesada en esta provincia, por lo que esta investigación, pretende diseñar una plegadora hidráulica, para así poder satisfacer la demanda o volumen de venta de esta clase de maquinaria pesada siendo que solo cubre el 1% de la demanda que se tiene actualmente, permitiendo la competitividad al incrementar la variabilidad en los diseños y la reducción en los costos de producción, así también poder brindar servicio de plegado para las demás empresas o talleres industriales.

Además, actualmente resulta difícil adquirir este tipo de equipo para el plegado de láminas metálicas, esto debido a su precio elevado, baja disponibilidad en el medio, capacitación y mantenimiento nulo en nuestro país Ecuador y dificultad al importar elevando aún más su costo. Resultando factible su diseño y posterior construcción en el país a un menor costo.

4. Objetivos

4.1 Objetivo general

Diseñar una plegadora hidráulica semi automática para láminas metálicas hasta 8 mm de espesor para la empresa INDUSTRIAS DANPAG, en la ciudad de Cañar, provincia de Cañar.

4.2 Objetivos específicos

- Identificar y determinar los parámetros iniciales para el diseño de una plegadora hidráulica semiautomática de hasta 8 mm de espesor para la empresa INDUSTRIAS DANPAG
- Diseñar una plegadora hidráulica semiautomática de hasta 8 mm de espesor para la empresa INDUSTRIAS DANPAG
- Determinar los costos de construcción de una plegadora hidráulica semiautomática de hasta 8 mm de espesor para la empresa INDUSTRIAS DANPAG

5. Fundamentos teóricos

Para el diseño de una plegadora hidráulica para láminas metálicas, se debe realizar un estudio del estado del arte, partiendo por los tipos de equipos para plegar existentes, los elementos que las conforman, los accesorios necesarios en estos equipos y la normativa a utilizar para su diseño y seguridad que debe tener la plegadora.

5.1 Tipos de Cargas.

5.1.1 Cargas axiales de tracción o compresión.

La carga axial o normal es el resultante de una fuerza ejercida en el elemento o material cuya dirección es el eje longitudinal del elemento y que a su vez este pasa por el centro geométrico de dicho elemento. Dependiendo de la dirección de las fuerzas la carga será de tracción o compresión, como se puede observar en la ilustración 2.[7]

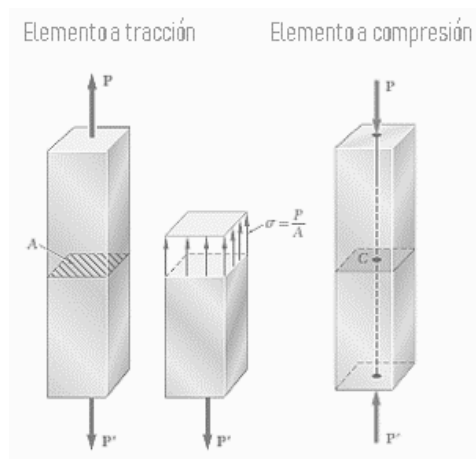


Ilustración 2. Elemento de una carga axial a tracción y compresión.[7]

5.1.2 Cargas tangenciales o Cortante.

Una carga cortante resulta de aplicar una o unas fuerzas transversales P y P' a un elemento de sección denominada AB como se puede observar en la ilustración 3. Y si realizamos un corte en el elemento en el punto C, se obtiene una porción del elemento que denotaremos como AC en la cual las fuerzas resultantes elementales de la sección se conocen como fuerzas cortantes, donde la magnitud P resultante es la cortante en la sección. [7]

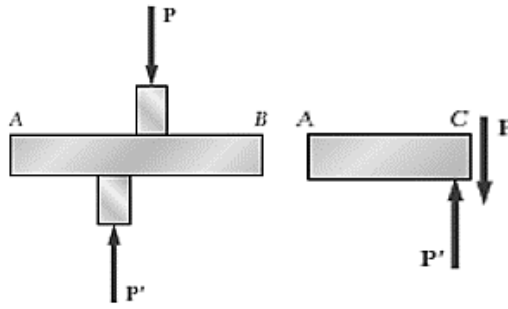


Ilustración 3. Elemento sometido a carga cortante.[7]

Para obtener el esfuerzo cortante promedio es necesario dividir la magnitud P obtenida para el área de la sección transversal, representando este esfuerzo con la letra griega tau, como se puede observar en la ecuación 1.[7]

$$\tau_{max} = \frac{P}{A} \quad (1)$$

5.1.3 Cargas de torsión.

Un elemento está sometido a cargas de torsión o pares de torsión cuando T y T' tienen la misma magnitud, pero en sentidos opuestos. Es decir, son consideradas cantidades vectoriales y pueden estar representadas sea utilizando flechas curvas como se puede observar en la ilustración 3a, o de igual forma por vectores de par como se puede observar en la ilustración 4.[7]

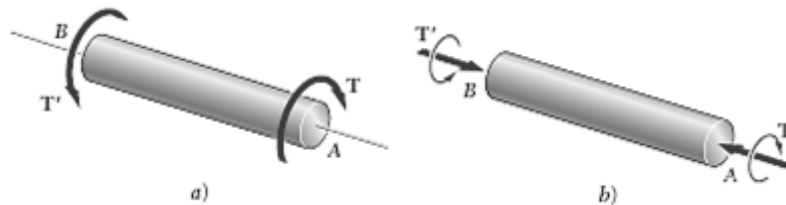


Ilustración 4. Elemento sometido carga de torsión.[7]

5.1.4 Cargas de flexión

Un elemento tanto estructural como de una máquina está sujeto a flexión cuando a este se le aplican pares iguales y opuestos como son M y M', los cuales se encuentran actuando sobre el mismo plano longitudinal del elemento como se puede observar en la ilustración 5.[7]

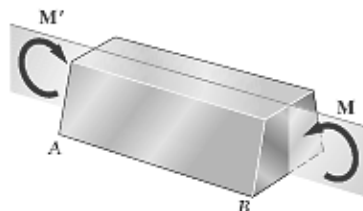


Ilustración 5. Elemento sometido carga de flexión pura.[7]

5.1.5 Cargas combinadas.

Debido a que en condiciones reales un elemento no se encontraría únicamente sometido a una carga, sino que se presentan cargas combinadas, las cuales se encuentran distribuidas en el elemento, como se puede observar en la ilustración 6, donde la fuerza P debido a ser axial centrada producen esfuerzos normales, los pares de vectores M generan flexión en el elemento.[7]

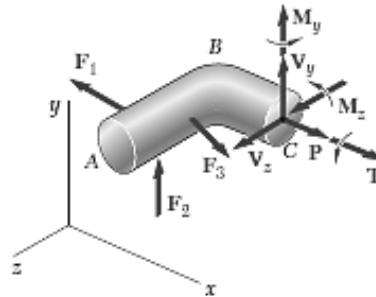


Ilustración 6. Elemento sometido cargas combinadas.[7]

5.2 Conformado de metales

Las diversas geometrías que presentan los metales extraídos del mineral a partir de sus minas rara vez se utilizan directamente para fines industriales, ya que no tienen formas prácticamente útiles, por lo general, estos productos primarios se someten a determinadas operaciones de conformación y moldeo, como se puede observar en la ilustración 7.[8]

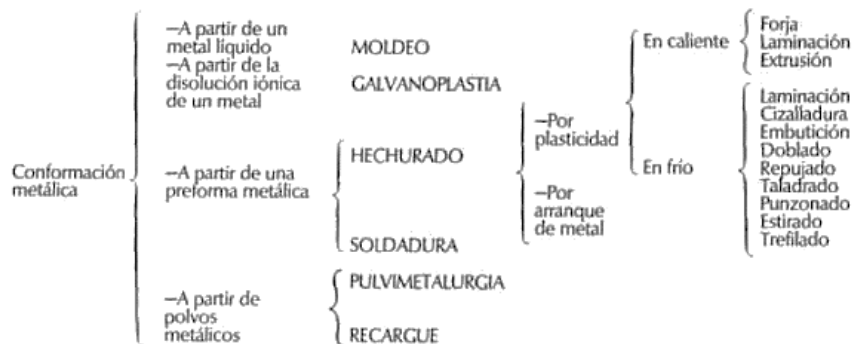


Ilustración 7. Procedimientos de conformación metálica. [8]

El conformado de metales es un proceso de fabricación que posibilita modificar la figura de las piezas metálicas de acuerdo con la geometría requerida para un propósito específico. Este tipo de conformación se puede dividir en las siguientes categorías: por fundición o moldeo, por maquinado o remoción de metal, por unión y por deformación plástica o plasticidad.[9]

La deformación plástica por conformación se genera en la zona de comportamiento plástica por lo que es necesario utilizar herramientas y útiles apropiados para lograr superar el límite de fluencia del material, asegurando de esta manera que la deformación sea permanente. Esto se logra sometiendo al material a un esfuerzo mayor al de su límite elástico, llegando a consumir la ductilidad del material, y todo el proceso se lleva a cabo a temperaturas por debajo del punto de fusión.[10]

Entre los principales procesos u operaciones de conformado por deformación plástica o plasticidad en frío de planchas tenemos:

5.2.1 Laminación.

El propósito principal del laminado es producir una deformación permanente en la materia prima, utilizando la ductilidad del acero, para lograr esta deformación se hace pasar el material a laminar entre dos cilindros que rotan a la misma velocidad, pero en direcciones opuestas y teniendo una separación inferior al espesor del material de entrada. La presión que ejercen los cilindros sobre el material reduce su espesor, de forma proporcional, teniendo como resultando un aumento en longitud del producto que sale de los cilindros de laminación, como se observa en la ilustración 8.[11][12]

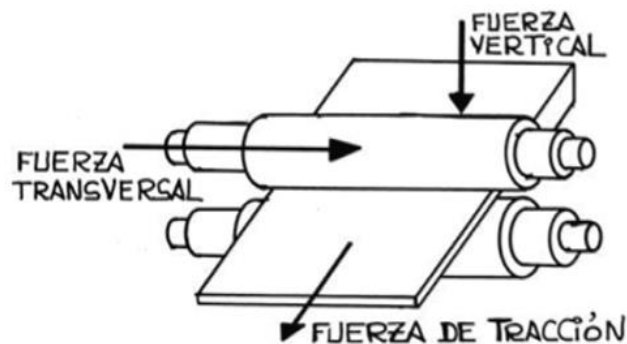


Ilustración 8. Fuerzas que actúan en la laminación. [11]

5.2.2 Embutido y estirado

La embutición es un proceso de conformación de metales en frío o en temperatura ambiente; que consiste en obtener una pieza hueca con forma de recipiente a partir de placa metálica. Con este proceso se logra piezas de diversas formas, siendo una técnica con un amplio campo de aplicación en todos los campos de la industria, como se observa en la ilustración 9.[13]

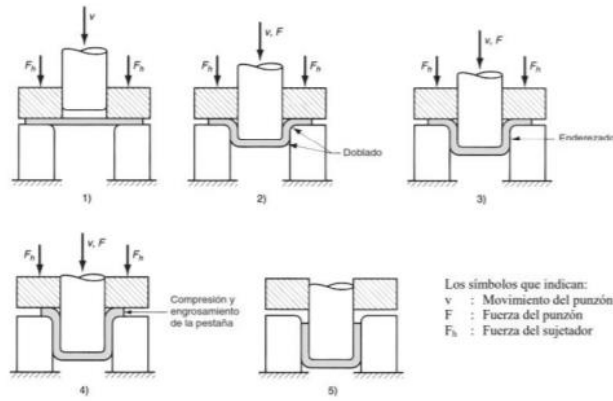


Ilustración 9. Fases de la deformación del material en el proceso de embutido.[14]

5.2.3 Doblado y curvado

Es una de las operaciones de conformado de metales más simple, muchas de los productos a fabricar deben atravesar por una o varias operaciones de doblado para lograr alcanzar la forma final requerida, teniendo muy presente que no se debe generar ningún alargamiento en la placa metálica durante el proceso de doblado, ya que se puede producir una minoración en el espesor y probablemente roturas de la parte a fabricar. Para impedir esto se debe ejecutar un diseño apropiado de las herramientas de doblar, así como de los radios de doblado y de las superficies de las herramientas, ver ilustración 10.[15]

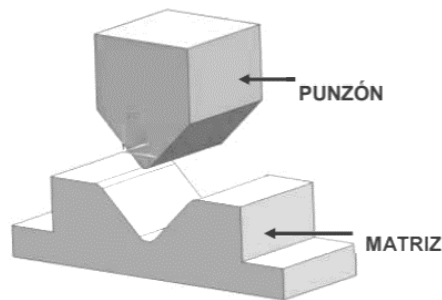


Ilustración 10. Herramientas de doblado en V. [15]

5.2.4 Corte y Punzonado

Se denomina así al corte de chapa metálica, a la perforación mecánica que por medio de herramientas se obtiene la separación en dos piezas mecánicas, obteniendo como resultado otra pieza diferente, como se aprecia en la ilustración 11.[16][17]

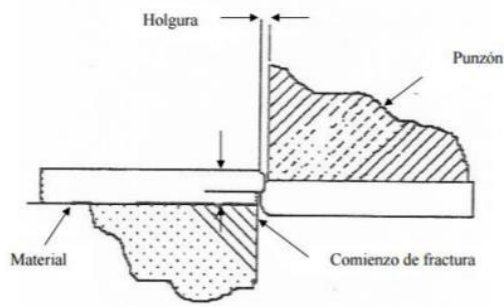


Ilustración 11. Proceso de punzonado.[16]

5.3 Proceso de plegado

El plegado de placas metálicas, al igual que los demás procesos utiliza el conformado por deformación plástica, es decir, superando el límite elástico del material, esto con el motivo de obtener deformaciones permanentes en el material. Este proceso se realiza utilizando una plegadora, la cual puede ser considerada un tipo de prensa cuyo diseño se lo realizó especialmente para la ejecución de operaciones de plegado.[18][19]

Las principales características que destacan son la matriz rectilínea y de gran longitud, una mesa estrecha y larga, un bastidor donde destacan 2 guías verticales encima de una bancada, una corredera y mesa de gran longitud y pequeño fondo, y el uso de dos actuadores hidráulicos los cuales ejercerán la presión. Los utillajes utilizados en la plegadora suelen ser una matriz en forma de V y como macho un punzón con aristas redondeadas el cual cuenta con un cierto radio en el extremo.[18]

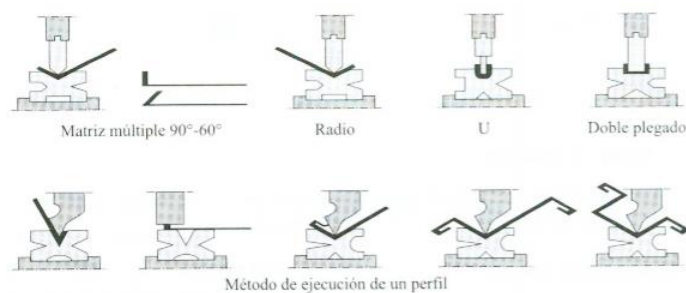


Ilustración 12. Diferentes tipos de Matrices. [18]

Entre los diferentes tipos de plegado que se pueden generar encontramos los siguientes:

- A fondo. - este tipo de plegado se caracteriza por que el avance del punzón se detiene cuando la placa metálica y las paredes de la matriz “V” entra en contacto, podemos destacar que con este proceso se obtiene una precisión de plegado entre $\pm 30^\circ$. [18]

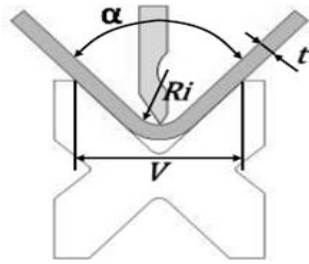


Ilustración 13. Plegado parcial.[2]

- Con parada. – se diferencia del anterior ya que el descenso del macho en la matriz genera el ángulo de plegado. Cuya ventaja es que se puede utilizar el mismo utillaje para obtener un extenso abanico de ángulos se observa que la placa entra en contacto con 3 puntos en la matriz. Y tiene una precisión oscila entre ± 1 . [18]

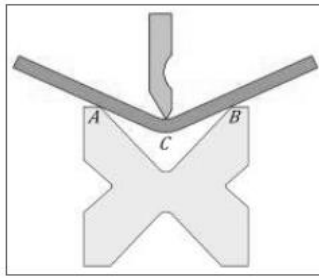


Ilustración 14. Plegado a fondo.[2]

- Plegado a tope, acuñado o estampado: este tipo de plegado también es conocido como estampado, ya que se produce que la placa metálica se estampe con las paredes de la matriz generando una disminución puntual del espesor de la plancha por la presión ejercida. Se puede obtener una precisión de ± 15 . [18]

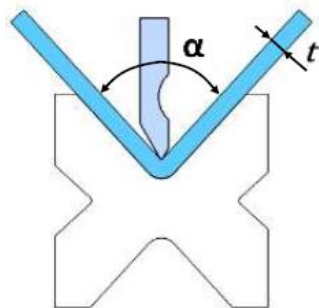


Ilustración 15. Plegado por estampado.[2]

En la ilustración 16, podemos observar la relación existente entre la fuerza requerida para el plegado y el ángulo de plegado, siendo bastante apreciable que para producir un estampado se requiere aplicar una mayor fuerza (mayor consumo energético), pero sin existir ningún cambio en el ángulo, siendo más costoso realizar este plegado.

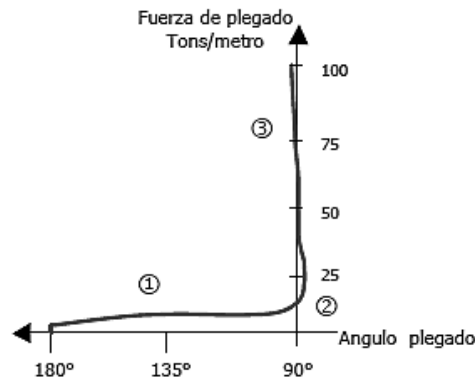


Ilustración 16. Relación entre la Fuerza y el ángulo de plegado. [2]

5.3.1 Parámetros relacionados con el doblado.

Los parámetros principales por considerar para las piezas dobladas son: las propiedades mecánicas del material a plegar, la calidad superficial, cual es la precisión geométrica requerida una vez realizado el doblado, la recuperación del material, la deformación de arista.[20]

De igual forma se deben considerar no solo los parámetros de las piezas dobladas sino también los parámetros asociados al proceso de doblado los cuales relacionan cuestiones de precisión y propiedades mecánicas, estos parámetros son 3: el radio de doblado mínimo, el ángulo de recuperación y la fuerza de doblado.[20]

- **Radio de doblado mínimo.** – se denomina radio de doblado mínimo al radio en el que una grieta aparece en la superficie más exterior del doblado, es decir, es el radio de doblado mínimo que una pieza se la debe doblar de forma segura y esto se expresa en función del espesor. Se puede encontrar tablas otorgadas por manuales de diseño en las cuales se expresan rangos de radios mínimos de doblado, a partir de datos experimentales, como se puede observar en la Ilustración 17.[21]

Material	blando	duro
Aleaciones de Aluminio	0	6t
Cobre al berilio	0	4t
Latón, bajo plomo	0	2t
Magnesio	5t	13t
Aceros inoxidable austeníticos	0.5t	6t
Aceros bajo-carbono, baja aleación y alta resistencia-baja aleación (HSLA)	0.5t	4t
Titanio	0.7t	3t
Aleaciones de Titanio	2.6t	4t

Ilustración 17. Radio mínimo de doblado para diferentes materiales. [20]

- **Ángulo de recuperación.** – es el movimiento que genera la pieza luego de haberse producido el doblado para intentar recuperar su posición y forma original, esto cuando se retira la carga que lo deformó. Este fenómeno también se lo puede llamar restitución, y que se debe considerar al momento de realizar la operación de doblado. Cada material tiene su propia recuperación que está relacionado al módulo de elasticidad, teniendo siempre una deformación plástica con una recuperación elástica. Este fenómeno se puede apreciar de mejor manera en la ilustración 18, donde β_f es el ángulo obtenido luego de haber aplicado la carga y β_i es el ángulo obtenido en la placa con la carga aplicada.[20][21]

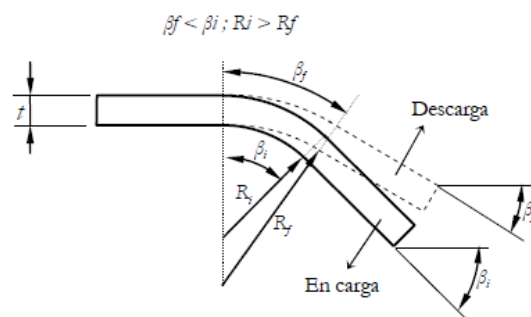


Ilustración 18. Recuperación durante el proceso de doblado.[20]

- **Fuerza de doblado.** – se refiere a la carga que se debe ejercer a la placa metálica a doblar utilizando como utillajes el punzón y la matriz, al momento del doblado. Estas fuerzas se las puede calcular al asumir que la placa está siendo sometida a flexión pura como una viga rectangular siendo el espesor y ancho constante. Llegando a calcular esta fuerza de doblado en función de la resistencia del material y su geometría como la longitud y espesor de la pieza. En el proceso de doblado se aprecia que la fuerza que se aplica varía en función del desplazamiento del punzón, es decir desde cero hasta un valor máximo cuando el doblado se ha completado.[21]

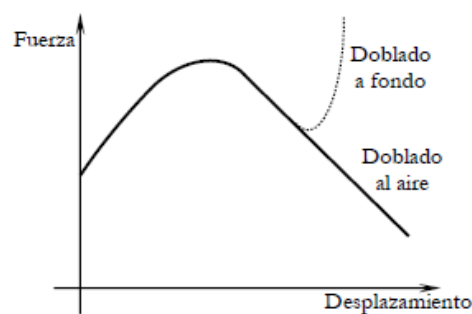


Ilustración 19. Diagrama fuerza de proceso – Desplazamiento de punzón. [20]

5.3.2 Tipos de plegadoras

Se debe tener en cuenta que la versatilidad de las máquinas varía de forma extensa en función del tamaño de la placa a plegar, llegando incluso a encontrarse con equipos que logran plegar hasta 20 mm de espesor y longitudes entre 18-20 metros. Siendo evidente que la elección del equipo de plegado depende exclusivamente de la aplicación, exactitud, repetitividad y capacidad a producir, llegando a tener diferentes tipos de plegadoras como son:[22]

- **Plegadora manual.** – se caracteriza por ser una máquina simple y de tamaño compacto, y que pueden variar desde mesas sencillas y livianas, hasta plegadoras manuales con contrapesos y que deben tener una base fija y firme contra el piso. La desventaja de esta clase de equipos es que se limita a láminas muy delgadas, desde 2 hasta 3 mm, esto dependiendo del material como se puede observar en la ilustración 20.[23]



Ilustración 20. Plegador manual. [24]

- **Plegadora mecánica.** – Este equipo se caracteriza por poseer un volante de inercia, que se ubica en la parte superior izquierda en el armazón, la cual genera energía para mover el pistón y están conectados por un dispositivo mecánico, el cual se puede desacoplar y acoplar cuando ya se ha generado la inercia que permite el movimiento del pistón y la generación del tonelaje para el plegado.[25]

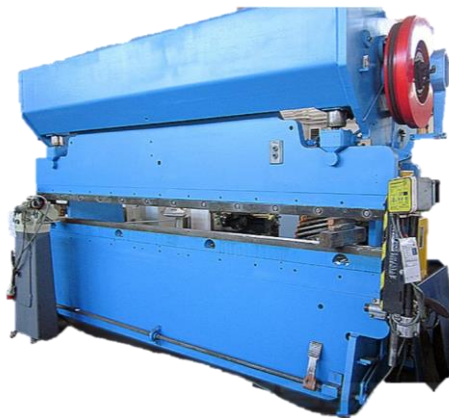


Ilustración 21. Plegadora mecánica CHICAGO - DREIS.[26]

- **Plegadora Hidra-Mecánica.** – Cuenta con un diseño muy parecido al de la mecánica, pero cuya diferencia es que se cambia el volante por una bomba hidráulica, la cual genera la inercia requerida para el accionamiento del pistón. La Presión generada en la bomba permite que un motor accione un eje excéntrico, generándose el movimiento ascendente y descendente del pistón además de la potencia requerida para el plegado de la lámina metálica.[23]



Ilustración 22. Plegadora hidra-mecánica. [27]

- **Plegadora Hidráulica.** – Esta plegadora es la más moderna y poderosa de todas las plegadoras, y se diferencia de las anteriores en que esta emplea una bomba hidráulica y cilindros para impulsar el pistón. Siendo notable los resultados en exactitud, velocidad y eficiencia, siendo superior en muchos aspectos a las anteriores mencionadas [28]. Cabe recalcar que en este tipo de equipos el plegado se realiza en dos fases, como son la fase de acercamiento que consiste en el acercamiento de forma rápida del punzón, y la fase de trabajo que consiste directamente en el plegado el cual se realiza a baja velocidad. [26]



Ilustración 23. Plegadora hidráulica MP1500. [29]

5.3.3 Partes principales de una plegadora hidráulica.

Las principales partes que podemos encontrar en una plegadora hidráulica son las siguientes:

- Punzón. - elemento de acero de gran dureza que tiene la forma y dimensión de la matriz de plegado y es el encargado de realizar el dobléz. [30]
- Matriz de plegado. - - elemento de acero de gran dureza que cuentan con diferentes ángulos de dobles en función del espesor de chapa, es la encargada de soportar la presión del punzón. [31]
- Mordaza superior. - elemento móvil de acero encargado de sujetar los punzones y transmitir la energía desde los cilindros hidráulicos hasta la matriz de plegado. [32]
- Barra de torsión. - elemento sólido o perforado conectado en ambos lados de la estructura encargado de mantener el paralelismo en toda la longitud de plegado esto incluye el centro y cargas fuera de este. [33]
- Sistema hidráulico. - conjunto de varios elementos como es la centralita hidráulica compuesta por la bomba, el depósito, el filtro, el motor, válvula de seguridad, manómetros y el fluido. También se compone por los cilindros hidráulicos, acumuladores, mangueras divisores de caudal, etc. [34]
- Sistema eléctrico. - es la combinación de varios elementos analógicos y digitales utilizados para controlar el accionamiento de la plegadora como son fusibles, interruptores, motor eléctrico, relés, pulsantes y contactores. [35]
- Pedal de control. - Elemento eléctrico que controla el ascenso y descenso de la mordaza superior hacia la matriz de plegado. [35]

Podemos observar todos estos elementos en la ilustración 24 y 25, su ubicación y forma.

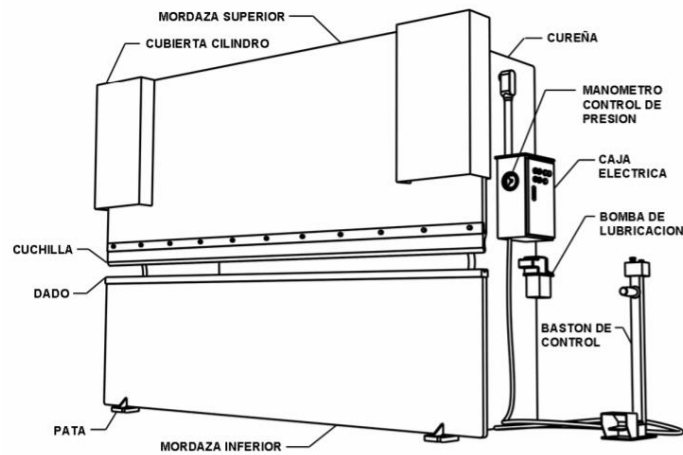


Ilustración 24. Partes de una plegadora Hidráulica-Vista frontal.[36]

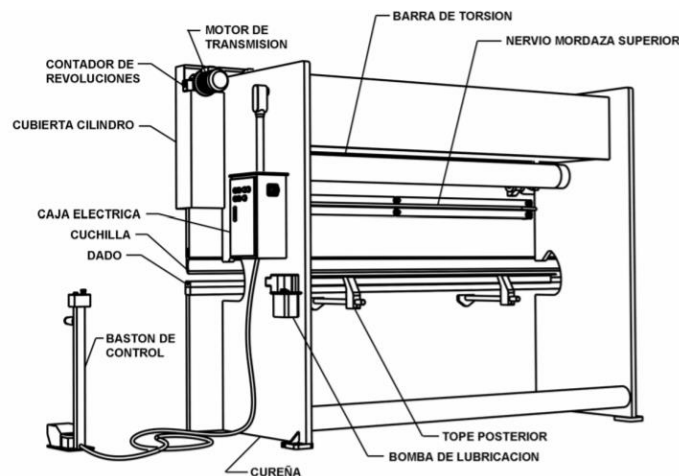


Ilustración 25. Partes de una plegadora Hidráulica-Vista Posterior.[36]

5.3.4 Accesorios principales de máquina plegadora hidráulica.

- Cilindros hidráulicos. – estos elementos también llamados motores hidráulicos lineales son los encargados de convertir la presión y movimiento del fluido hidráulico que se encuentra en el interior del cilindro en fuerza que es transmitida en línea recta, lo que generara un trabajo. Existen variedad de cilindros hidráulicos como pueden ser de simple efecto, doble efecto, telescópico, etc. En la ilustración 26 se puede apreciar un cilindro hidráulico de doble efecto.[37]



Ilustración 26. Cilindro hidráulico de doble efecto.[37]

Las partes principales de un cilindro hidráulico son el vástago que es la parte móvil la cual se encuentra unida en el interior del cilindro a un embolo que es el encargado de recibir la presión del líquido, además lubrica y sella el cilindro. [38]

- Filtros. - existen gran variedad de filtros cada uno con una función asignada entre los cuales tenemos el filtro de aspiración que se coloca en el conducto de aspiración de la bomba, el filtro de retorno el cual es utilizado para evitar el regreso de impurezas en el aceite al depósito y el filtro de presión que se instala en las líneas del circuito como se puede observar en la ilustración 27.[37]

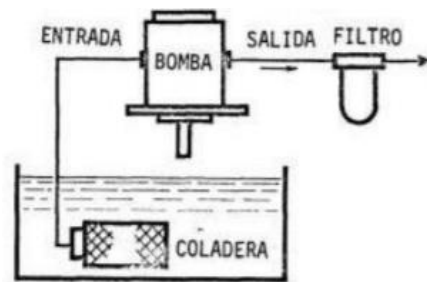


Ilustración 27. Filtro de presión. [37]

- Válvulas. – estos accesorios tienen la principal función de actuar como unidades de control, regulando de esta forma las dos principales magnitudes físicas utilizadas en el mando Oleohidráulico como son la presión y el caudal. Para ello se utiliza una válvula reguladora de presión, reguladora de caudal, válvula antirretorno y válvulas direccionales. A continuación, se observar en la ilustración 28 los diferentes tipos de válvulas reguladoras de presión existentes. [37]

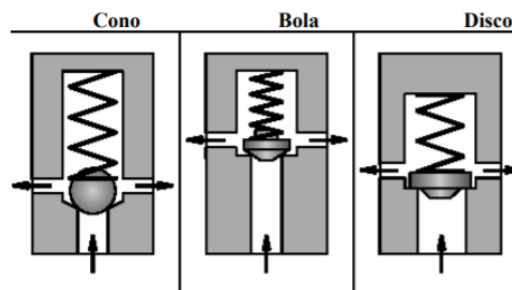


Ilustración 28. Tipos de asiento de válvulas. [37]

- Manómetro. – son equipos diseñados para medir e indicar la presión física de forma mecánica que puede tener un líquido o gas, esto de forma relativa a la presión atmosférica de igual forma se puede medir tanto la presión absoluta y la diferencial también conocida como depresión. Entre los más utilizados para medir líquidos tenemos los manómetros con tubo inclinado, de reloj, manómetros en U

y los manómetros de toro oscilante como podemos observar en la ilustración 29.
[39]



Ilustración 29. Manómetros.[40]

- Electroválvulas. – son equipos diseñados para abrir o para cerrar el paso de un fluido de aceite en función de una señal eléctrica recibida y de esta forma son equipos diseñados para abrir o para cerrar el paso de un fluido de aceite en función de una señal eléctrica recibida y de esta forma cambiar el flujo del aceite en el interior del pistón moviendo el embolo de un extremo a otro, se encuentran conformadas por dos partes, el cuerpo que contiene las vías que direccionan el fluido y la bobina o solenoide que recepta la señal, pueden ser clasificadas por su funcionamiento, su situación de reposo o el número de vías. Como se puede observar en la ilustración 30.[41]



Ilustración 30. Electroválvula CEME.[42]

- Válvula de división de caudal – es un elemento hidráulico utilizado para dividir el caudal en flujos iguales principalmente hacia dos salidas, estos equipos están constituidos por dos o más secciones de engranajes, que se encuentran unidos en forma mecánica mediante un árbol interior, obteniendo una rotación simultánea a la misma velocidad del fluido. Las válvulas divisoras de caudal o flujo son empleadas para reducir significativamente el número de bombas utilizadas y de complejos acopladores mecánicos. Sus principales aplicaciones comúnmente suelen ser en plataformas, prensas dobladoras, instalaciones de lubricación, etc. En la ilustración 31 se puede apreciar un divisor de caudal. [43]

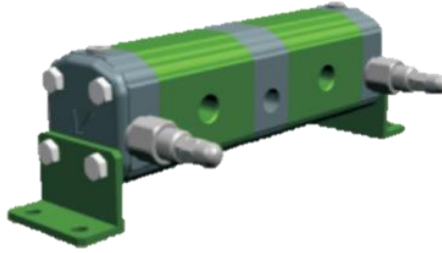


Ilustración 31. Divisor de caudal KV-1DFV.[44]

- Pernos – en equipos como las plegadoras hidráulicas las cuales deben estar sometidas a mantenimientos regulares es recomendable el uso de pernos los cuales deben ser de alta resistencia y calidad. Los pernos se fabrican bajo normativas internacionales ISO, SAE y ASTM, en la tabla 1 se aprecia el grado de dureza según SAE Y ASTM de los pernos. [38]

Tabla 1. Cuadro comparativo de grado de dureza según SAE y ASTM. [38]

SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices)			
Número de grado	Material	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]
2	Acero de bajo carbono o acero al carbono	55-33	74-60
5	Acero al carbono templado y revenido	85-74	120-105
8	Acero al carbono aleado templado y revenido	120	150
ASTM (Sociedad Americana de pruebas y materiales)			
A - 307	Acero de bajo carbono o acero al carbono	55-35	74-60
A - 325	Acero al carbono templado y revenido	85-74	120-105
A - 354	Acero aleado templado y revenido	120	150

5.4 Acero

El acero se puede clasificar por su composición o por la forma en que ha sido procesado. El acero al carbono contiene hasta un 2% de carbono. Este acero también puede contener otros elementos como Si (hasta 0,6%), Cu (hasta 0,6%) y Mn (hasta

1,65%). Los aceros con bajo contenido de carbono se utilizan en la industria de la carrocería automotriz y en cientos de otras aplicaciones.

Para el acero, la atención se centra en la parte eutéctica del diagrama de la ilustración 32, donde se definen específicamente la curva de solubilidad y el eutéctico, y A₃ indica la temperatura a la que comienza a formarse la ferrita al enfriarse; A_{cm} representa la temperatura a la que comienza a formarse el cemento y A₁ es la temperatura eutéctica. Casi todos los tratamientos térmicos tienen como objetivo producir una mezcla de ferrita y cemento que produzca la combinación correcta de propiedades.[45]

5.4.1 Designaciones y clasificación de los aceros

La diferencia entre "acero" y "hierro fundido" es 2,11% C, en el que pueden ocurrir reacciones eutécticas. Para el acero, el enfoque está en la porción eutéctica del diagrama ilustración 32, donde se identifican específicamente las líneas de solución y las isoterms eutécticas. [45]

Los aceros eutécticos tienen un contenido en carbono de 0,77% de carbono.[45]

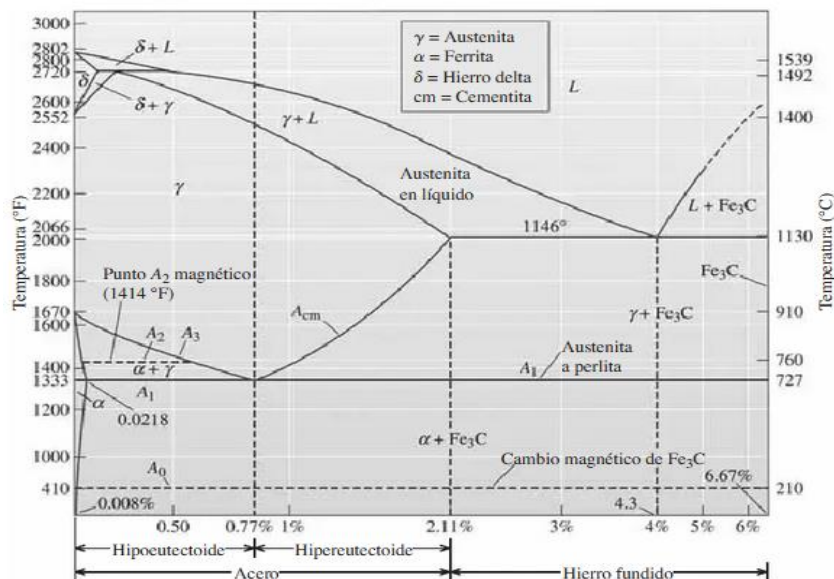


Ilustración 32. DIAGRAMA Fe-C. [45]

El gráfico muestra las fases y composiciones de hierro con porcentajes de carbono (hasta 6,67%) en aleaciones de hierro-carbono enfriadas muy lentamente a diferentes temperaturas. A partir de este gráfico se puede predecir el tipo de composición primaria de la aleación en función de la temperatura y del contenido de carbono (%); conociendo la composición es posible predecir qué propiedades tendrá la aleación.[45]

5.5 Módulo de elasticidad

La mayoría de las estructuras de ingeniería están diseñadas para soportar deformaciones relativamente pequeñas, involucrando solo la porción de línea recta del diagrama esfuerzo-deformación correspondiente. Para esta parte inicial del diagrama ilustración 33, la tensión es proporcional a la deformación y se puede escribir como, ver ecuación 2:[7]

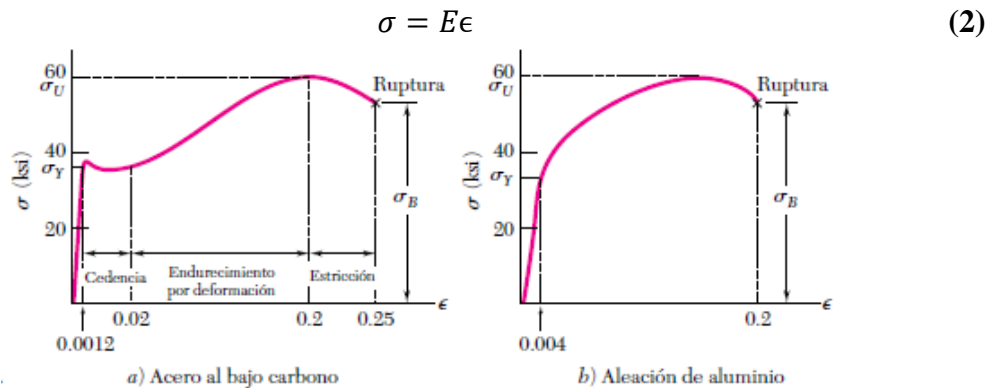


Ilustración 33. Cuadro Metodológico. [7]

5.5.1 Comportamiento elástico contra plástico de un material

Se dice que un material es elástico si la deformación inducida en la muestra al aplicar una carga dada desaparece cuando se retira la carga. El valor máximo de tensión en el que un material exhibe elasticidad se denomina límite elástico del material. Si el material tiene un límite elástico bien definido como en la ilustración 33a, el límite elástico, el límite proporcional y el límite o punto elásticos son esencialmente los mismos. [7]

En otras palabras, mientras la tensión permanezca por debajo del punto de fluencia, el material se comportará elástica y linealmente. Sin embargo, si se alcanza el punto de fluencia, a medida que se elimina la carga, el esfuerzo y la deformación disminuyen linealmente a lo largo de la línea CD paralela a la parte recta. AB de la curva de carga como se puede observar en la ilustración 34 Si C no vuelve a cero después de retirar la carga, indica una deformación permanente o plástica del material. Para la mayoría de los materiales, la deformación plástica depende no solo del esfuerzo máximo alcanzado, sino también del tiempo que transcurre antes de que se libere la carga. La parte de la fluencia que depende de la tensión se llama deslizamiento, y la parte que depende del tiempo (también depende de la temperatura) se llama termoelasticidad. [7]

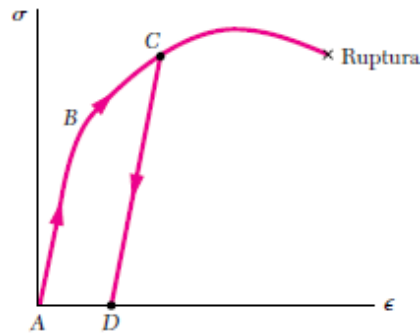


Ilustración 34. Comportamiento elástico vs plástico.[7]

5.6 Tratamiento térmico

El tratamiento térmico implica varios procesos de calentamiento y enfriamiento para efectuar cambios estructurales en un material, alterando así sus propiedades mecánicas. El objetivo del tratamiento térmico es proporcionar materiales con propiedades específicas adecuadas para su formación o uso final. No modifican la composición química del material, sino otros factores como la composición estructural, el tamaño de grano y, por tanto, las propiedades mecánicas. El tratamiento térmico se puede realizar parcial o completamente en una o más etapas del proceso.[46]

5.6.1 Secuencia de producción

En algunos casos, se aplica un tratamiento de preformado (recocido para ablandar el metal y facilitar el conformado en caliente). En otros casos, se utiliza para disminuir los efectos del trabajo duro. Finalmente, se puede fabricar al final del proceso de fabricación para lograr resistencia y rigidez.[46]

5.6.2 Tipos de tratamientos térmicos

Existen varios tipos de métodos de tratamiento térmico, pero en la práctica solo se llevarán a cabo estos tipos: temple y revenido.[46]

Temple. - es un método de tratamiento térmico destinado a aumentar la dureza y la resistencia mecánica de un material, convirtiendo toda la masa en austenita por calentamiento, y luego, por enfriamiento repentino (con aceite, agua, etc.) o salmuera), se convierte en martensita, que es un sólido típico. Composición de acero templado.[46]

Revenido. - es un tratamiento de enfriamiento adicional seguido del temple. Después del temple, el acero suele ser demasiado duro y quebradizo para el uso previsto. Esto se puede superar mediante el enfriamiento rápido, que reduce la dureza y la fragilidad excesivas, sin perder mucha ductilidad.[46]

5.7 Tipos de cojinetes

Este tipo de elementos es diseñado para soportar cargas de tipo de empuje puras o axiales, cargas radiales puras o una combinación de ambas. Este elemento contiene varias partes, en la ilustración 35 podemos observar un cojinete de bolas y su nomenclatura. [47]

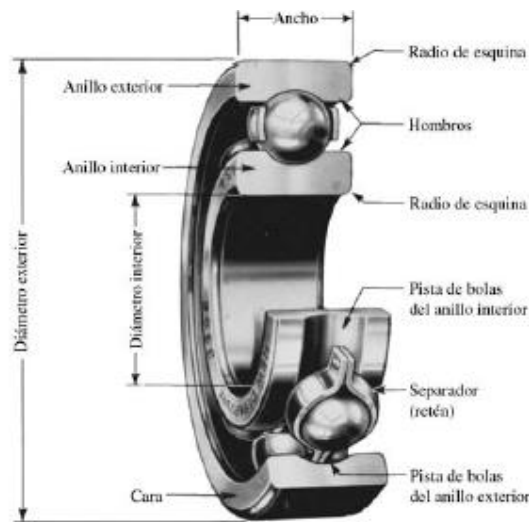


Ilustración 35. Cojinete de bolas y su nomenclatura.[47]

Los cojinetes tienen diversas aplicaciones y para cada una de estas existe un tipo específico como son los rodillos esféricos utilizados donde existen cargas pesadas y desalineamiento, los cojinetes de agujas utilizados en lugares donde el espacio radial es limitado, de rodillos cónicos utilizados donde existen combinación de cargas radial y empuje, etc. [47]

Las medidas cuantitativas de la vida útil de los cojinetes más comunes son en función del número de revoluciones del anillo interior y la otra es en función del número de horas de uso a una velocidad angular estándar. [47]

6. MARCO METODOLÓGICO

En el siguiente diagrama de flujo se presentan los diferentes procesos de la investigación a seguir, desde la definición del problema estableciéndose todas las necesidades de la empresa, hasta el análisis económico que determina los costos de construcción, como se aprecia en la ilustración 36.

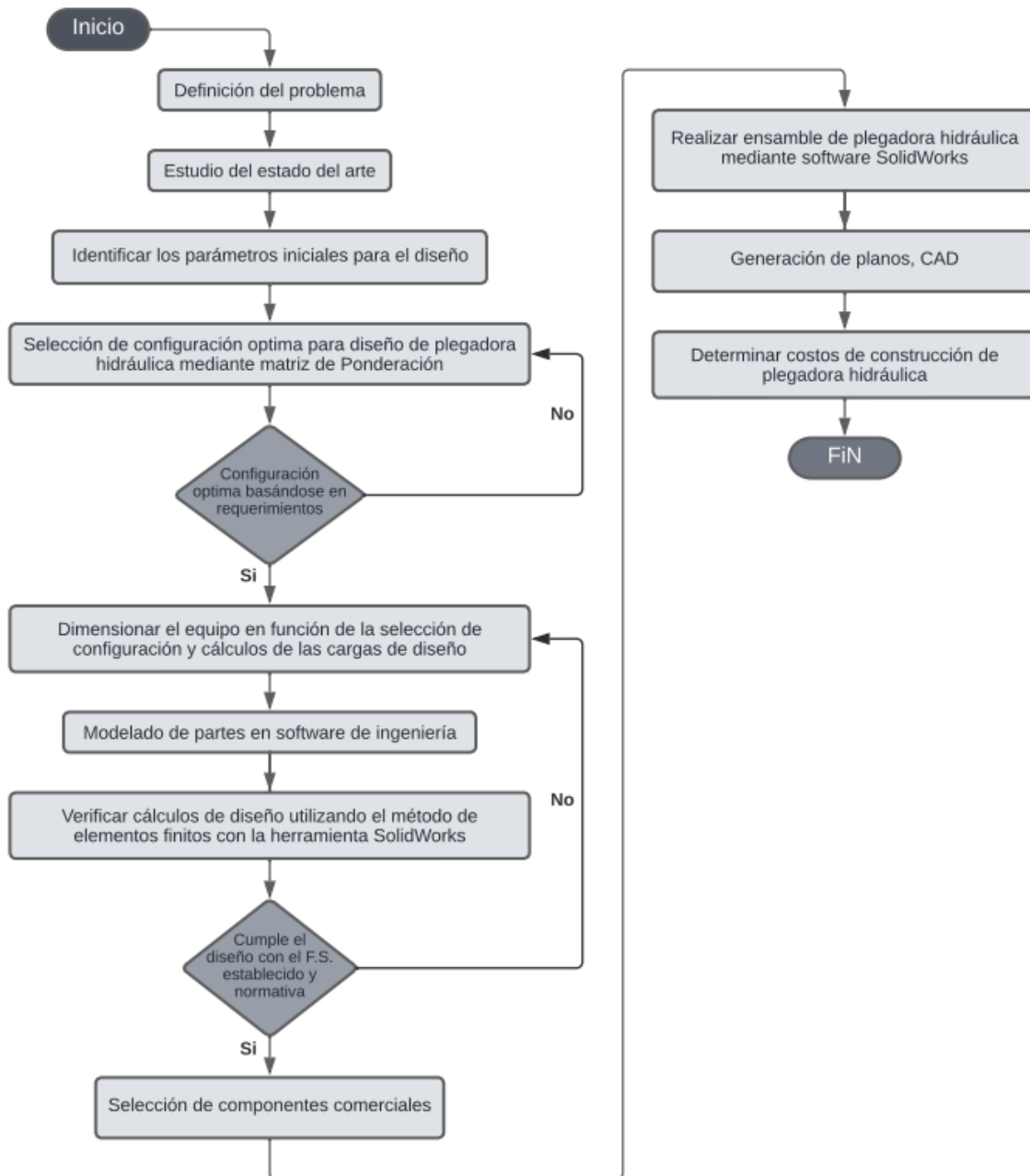


Ilustración 36. Cuadro Metodológico. [Autores]

6.1 Diseño del equipo

6.1.1 Definición de Variables

El presente proyecto debe considerar que se requiere doblar laminas metálicas de hasta 8 mm de espesor cuyas dimensiones son de 1220 mm x 2440 mm, con ángulos hasta 90 grados. Teniendo en cuenta un diseño que cumpla con las variables y características principales requeridas como se indica en la tabla 2.

Tabla 2. Variables por considerar para el diseño. [Autores]

VARIABLES POR TOMAR EN CUENTA

PARTES	VARIABLES DE DISEÑO	VARIABLE DE SOLUCIÓN
<i>Matriz de plegado</i>	Material de la matriz de plegado	Esfuerzo Von Mises [MPa]
	Espesor de la plancha a plegar [mm]	
	Longitud de plegado [m]	Deformación total [mm]
	Abertura de matriz [mm]	
	Radio interior de matriz [mm]	
	Ángulo de plegado [°]	Factor de utilidad [Adimen]
<i>Punzón de plegado</i>	Material del punzón	Esfuerzo Von Mises [MPa]
	Espesor de plancha a plegar [mm]	
	Longitud de punzón [mm]	Deformación total [mm]
	Espesor del punzón [mm]	
	Altura del punzón [mm]	
		Ángulo de cuña [°]
	Radio de contacto [mm]	
<i>Mordaza superior e inferior</i>	Material de la mordaza superior	Esfuerzo Von Mises [MPa]
	Fuerza de empuje del cilindro hidráulico [kN]	
	Espesor [mm]	Deformación total [mm]
	Altura [mm]	
	Disposición de los cilindros hidráulicos	Factor de utilidad [Adimen]
<i>Estructura soporte</i>	Material de la estructura soporte	Esfuerzo Von Mises [MPa]
	Fuerza de empuje de cilindro hidráulico [kN]	
	Espesor [mm]	Deformación total [mm]
	Ancho [mm]	
	Abertura [mm]	
	Sistema de sujeción de cilindros	Factor de seguridad (Adimen)
<i>Barra de torsión</i>	Material de la barra de torsión	Esfuerzo Von Mises [MPa]
	Diámetro exterior [mm]	Factor de utilidad [Adimen]
	Diámetro interior [mm]	Deformación total [mm]
<i>Cilindros hidráulicos</i>	Diámetro del vástago [mm]	Carrea [mm]
	Diámetro del cilindro [mm]	Fuerza del cilindro [kN]
	Fuerza de empuje [kN]	
		Sistema de sujeción

6.1.2 Alternativas para el diseño del equipo

Para determinar el diseño óptimo de la máquina de plegado necesaria en función de las necesidades de la empresa, se realizó una matriz de ponderación en la cual se ha comparado 4 alternativas de diseño diferentes.

Alternativa 1. Plegadora Manual con palanca.



Ilustración 37. Plegadora Manual. [48]

Características principales de esta configuración:

- Transporte sencillo por bajo peso hasta 340 kg.
- Fuerza realizada de forma manual.
- Reducido número de piezas entre 20 a 29
- Fácil fabricación por piezas poco complejas.
- No requiere electricidad.
- Espesor máximo que se puede plegar 3 mm.
- Longitud máxima de plegado 1200 mm.
- Debe ser anclada al piso para evitar volteos.

Alternativa 2. Plegadora Manual con contrapeso.

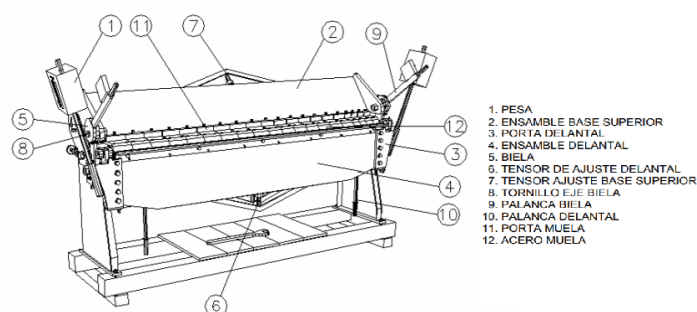


Ilustración 38. Plegadora con contrapeso. [49]

Características principales de esta configuración:

- Accionamiento manual por barra.
- Fuerza realizada por los contrapesos.

- Reducido número de piezas entre 25 a 32 piezas.
- Fácil fabricación por piezas poco complejas.
- Transporte poco sencillo por peso de hasta 575 kg.
- Espesor máximo que se puede plegar 3 mm.
- Longitud máxima de plegado 2000 mm.

Alternativa 3. Plegadora hidra-mecánica.



Ilustración 39. Plegadora hidra- mecánica. [27]

Características principales de esta configuración:

- Accionamiento por motor eléctrico.
- Fuerza realizada por ejes laterales.
- Número considerable de piezas entre 40 a 49.
- Difícil fabricación piezas más complejas.
- Transporte poco sencillo por alto peso de hasta 4000 kg.
- Requiere alto consumo de electricidad.
- Espesor máximo de plegado 30 mm.
- Longitud máxima de plegado 3000 mm.
- No requiere ser anclada al piso.

Alternativa 4. Plegadora Hidráulica.

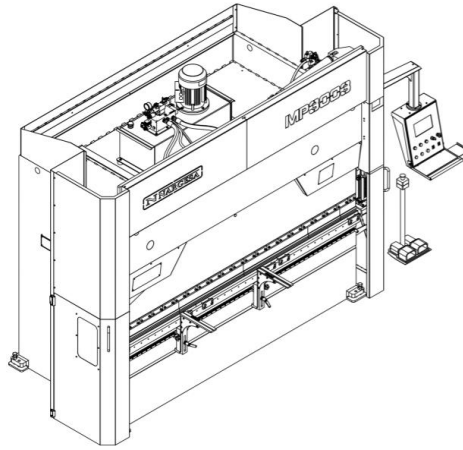


Ilustración 40. Plegadora Hidráulica. [50]

Características principales de esta configuración:

- Fuerza realizada por cilindros hidráulicos.
- Accionamiento por motor eléctrico y bomba.
- Número considerable de piezas entre 38 a 45.
- Transporte poco sencillo por alto peso 4500 kg.
- Espesor máximo de plegado 30 mm.
- Longitud máxima de legado 3200 m.
- Las placas no necesitan ser fijadas para el plegado.
- Menos piezas que una plegadora hidra-mecánica.

Para poder seleccionar el diseño óptimo de equipo en base a las 4 alternativas antes mencionados, se va a realizar una evaluación con 6 criterios diferentes establecidos por las necesidades de la empresa en una matriz de ponderaciones cada uno de estos criterios tendrán un valor distinto. Según sea su orden de importancia, que va desde 1 como el valor más bajo hasta 5 el valor más alto.

Para el espesor de plegado se determinaron las siguientes consideraciones:

- De 1 a 3 mm un valor de 1.
- De 3 a 5 mm un valor de 3.
- De 5 a 10 mm un valor de 5.

Para la longitud de plegado:

- De 60 a 100 cm un valor de 1.
- De 100 a 200 cm un valor de 3.

- De 200 a 320 cm un valor de 5.

Para el número de piezas:

- De 40 a 49 un valor de 1.
- De 25 a 32 un valor de 3.
- De 20 a 29 un valor de 5.

Para la calidad de plegado:

- Calidad baja en el plegado un valor de 1.
- Calidad media en el plegado un valor de 3.
- Calidad alta en el plegado un valor de 5.

Fuerza aplicada por los operarios para doblar la placa:

- Fuerza considerable un valor de 1.
- Fuerza poco considerable un valor de 3.
- Fuerza nada considerable un valor de 5.

Para el manejo del equipo.

- Manejo complejo del equipo un valor de 1.
- Manejo poco complejo del equipo un valor de 3.
- Manejo fácil del equipo un valor de 5.

Tabla 3. Matriz de ponderación, Selección de diseño óptimo. [Autores]

Aspectos	P.M.P.	P.M.C.	P.H.M.	P. H.
Espesor de plegado	1	3	5	5
Longitud de plegado	3	3	3	5
Número de piezas	5	5	1	3
Calidad de plegado	1	3	5	5
Fuerza aplicada por operarios	1	3	5	5
Fácil manejo del equipo	5	5	5	5
TOTAL	16	22	24	28

Descripción de los acrónimos de la tabla 3.

- P.M.P. – Plegadora manual con palanca.

- P.M.C. – Plegadora manual con contrapeso
- P.H.M. – Plegadora Hidra-mecánica.
- P.H. – Plegadora Hidráulica.

Como se puede observar en la tabla 2, el equipo a diseñar en función de la matriz de ponderación para la empresa INDUSTRIAS DANPAG es una plegadora hidráulica semiautomática, la cual obtuvo un puntaje de 28 siendo el equipo que más prestaciones cumple.

6.1.3 Componentes del Sistema.

En la ilustración 41 se puede observar un esquema de la solución definida que se tiene para la empresa INDUSTRIAS DANPAG.

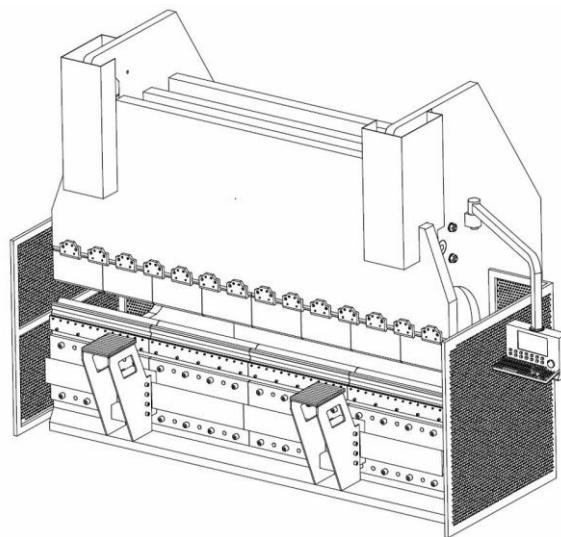


Ilustración 41. Solución grafica propuesta para industrias DANPAG. [Autores]

Esta solución definida cuenta con múltiples componentes y sistemas lo que haría que su fabricación resultara complicada y confusa, para evitar esto se ha determinado dividir en subsistemas a la plegadora obteniendo como resultado.

- 1) Subsistema utillajes
- 2) Subsistema estructura
- 3) Subsistema Hidráulico
- 4) Subsistema eléctrico

6.1.4 Subsistema utillajes

A continuación, se denotan los elementos principales que serán diseñados los cuales conformaran el subsistema utillajes y son:

- a) Matriz de plegado.
- b) Punzón.
- c) La mordaza superior e inferior.
- d) Sistema de sujeción de los punzones.
- e) Sistema porta matriz.

Para poder realizar los cálculos correspondientes primero se debe seleccionar el material con el cual se va a trabajar, la empresa INDUSTRIAS DANPAG, está dedicada en su mayoría al trabajo en acero ASTM A 131, por lo que ese será el material para el análisis en el presente proyecto.

Tabla 4. Propiedades acero estructural naval.[51]

Material	Acero
Código	ASTM A 131
Resistencia a la tracción [σ_{ut}]	490 MPa
Esfuerzo de fluencia [σ_y]	235 MPa
Coefficiente de elasticidad [E]	200000 MPa
Alargamiento a la rotura [ϵ]	460
Densidad [ρ]	7,80 g/cc
Módulo de corte	80,0 GPa
Dureza	120-140 HB

a) Matriz de plegado

Primero se determinó mediante cálculos pertinente la fuerza máxima necesaria para realizar el doblado de la plancha, cuyas características podemos encontrar a continuación.

Datos:

$$\text{Espesor} = t = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Resistencia a la tracción} = \sigma_u = 490 \text{ MPa}$$

$$\text{Longitud del pliegue} = L = 3200 \text{ mm}$$

$$\text{Abertura de la matriz} = v = 64 \text{ mm}$$

Para poder realizar un plegado debe comprobarse que la plegadora es capaz de desarrollar la fuerza máxima de plegado y que los útiles matriz y punzón son capaces de soportar dicha fuerza la cual puede calcularse con la ecuación 1.

Fórmula:

$$F_{max} = \frac{\sigma_u L t^2}{v} \quad (1)$$

$$F_{max} = \frac{(490 \text{ MPa}) \cdot (3.2 \text{ m}) \cdot (0.008 \text{ m})^2}{0.064 \text{ m}} = 1568000 \text{ N}$$

$$F_{max} = 1568 \text{ kN}$$

En la tabla 5 se detallan las diferentes fuerzas en función del espesor y abertura de la matriz a utilizar.

Tabla 5. Fuerzas en función del espesor de placa. [Autores]

Espesor [mm]	Matriz [mm]	Fuerza [kN]
3.00	24	588
4.00	32	784
6.00	48	1176
8.00	64	1568

Se trabajo con una fuerza nominal de 1568 kN debido que este es el valor máximo que debe ejercer la plegadora para un espesor máximo de trabajo de 8 mm en la empresa.

- *Cálculo del radio interior mínimo. [2]*

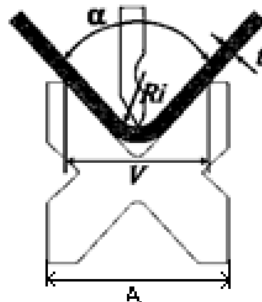


Ilustración 42. Radio interior mínimo. [Autores]

Fórmula:

$$Ri_{min} = \frac{t}{2} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) \quad (2)$$

$$Ri_{min} = \frac{8}{2} \left(\frac{1}{0.46} - 1 \right)$$

$$Ri_{min} = 4.6956 \text{ mm}$$

- *Ángulo de matriz de plegado*

Se calculo el ángulo de la matriz de plegado en función del ángulo requerido ya que el material una vez deformado tiende a regresar a su estado original perdiendo así ángulo en el doblez.

Fórmula:

$$\alpha' = \alpha \left(4 \cdot \left(\frac{R_i \cdot \sigma_y}{E \cdot t} \right)^3 - 3 \cdot \left(\frac{R_i \cdot \sigma_y}{E \cdot t} \right) + 1 \right) \quad (3)$$

α' = Ángulo de la matriz

α = Ángulo requerido

$$\alpha' = 90 \left(4 \cdot \left(\frac{4.7 \cdot 235}{200000 \cdot 8} \right)^3 - 3 \cdot \left(\frac{4.7 \cdot 235}{200000 \cdot 8} \right) + 1 \right)$$

$$\alpha' = 88.2^\circ \approx 88^\circ$$

El material de la matriz de plegado debe ser un acero que cuente con una resistencia al desgaste media, tenga una dureza Brinell media o alta, tenga un límite elástico medio o alto. Entre los principales materiales que brindan estas características hemos seleccionado tres de los aceros más utilizados y comerciales que son:[52]

Tabla 6. Esfuerzo de fluencia aceros de aceros comerciales. [Autores]

Material	Esfuerzo de fluencia sin tratamiento térmico
SAE 1020	196 MPa
SAE 1045	413 MPa
ASTM A36	250 MPa

Para el cálculo de la abertura de la matriz de Selección el acero SAE 1045 con un esfuerzo a la fluencia de 413 MPa que es la más alta entre los aceros mencionados.

Para el cálculo de la matriz de plegado se utilizó la tabla 6 que relaciona la abertura de la matriz y el espesor.

Tabla 7. Relación abertura (V) - espesor (T). [2]

Espesor (T)[mm]	0,5-2,5	3,0-8,0	9-10	>12
Abertura (V) [mm]	6xT	8xT	10xT	12xT

Variables de matriz

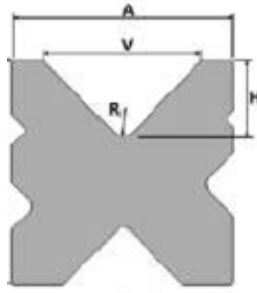


Ilustración 43. Variables de matriz de plegado.[53]

Donde:

$V =$ Abertura (mm)

$Ri =$ Radio interior (mm)

$\alpha' =$ Ángulo de Matriz ($^{\circ}$)

$H =$ Profundidad (mm)

$A =$ Ancho (mm)

En la tabla 8 se presenta los valores obtenidos al remplazar los espesores utilizados en la empresa en la tabla 6, además se presenta el radio mínimo obtenido al aplicar la fórmula 2 para cada uno de los espesores.

Tabla 8. Espesores y aberturas de matriz. [Autores]

Espesor [mm]	Abertura de Matriz [mm]	Radio interior [mm]	Profundidad [mm]
3.00	24	4.2	15
4.50	32	6.7	16
6.00	48	8.3	25
8.00	64	10	32

En función de los espesores obtenidos se realizó el diseño de la matriz de plegado, obteniendo como resultado en la ilustración 44.

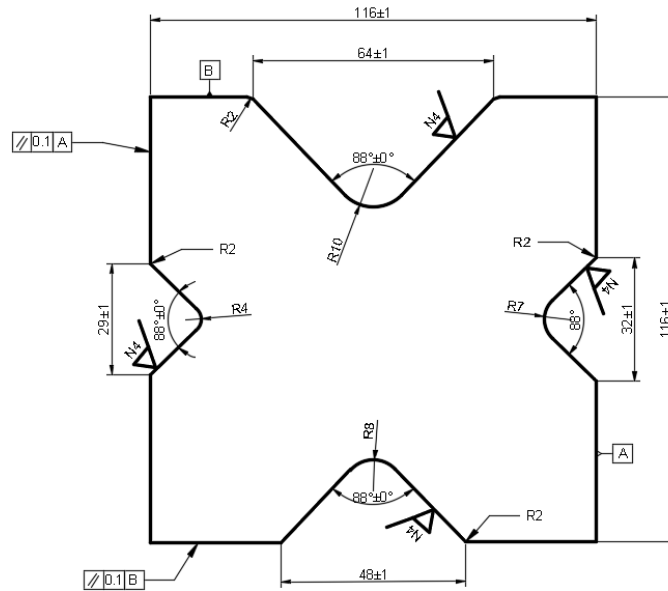


Ilustración 44. Matriz de plegado propuesta. [Autores]

Para verificar el correcto dimensionamiento de la matriz se realizó el cálculo pertinente, donde a partir de un diagrama de cuerpo libre en la placa a plegar, se determinaron las condiciones de partida.

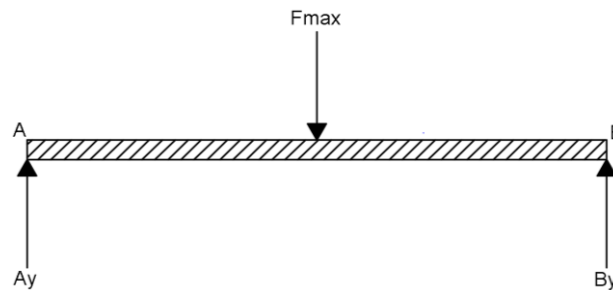


Ilustración 45. Diagrama de cuerpo libre de la placa a plegar. [Autores]

Sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$+\uparrow \sum F_y = 0 \quad (4)$$

$$A_y + B_y = 0$$

Sumatoria de momentos en A.

$$+\cup \sum M_A = 0 \quad (5)$$

$$(-1568 \text{ kN})(30 \text{ mm}) + (B_y)(60 \text{ mm}) = 0$$

$$B_y = \frac{(1568 \text{ kN})(30 \text{ mm})}{(60 \text{ mm})}$$

$$B_y = A_y = 784 \text{ kN}$$

Una vez obtenidas las fuerzas que actúan en las paredes de la matriz se procedió a realizar la descomposición de fuerzas.

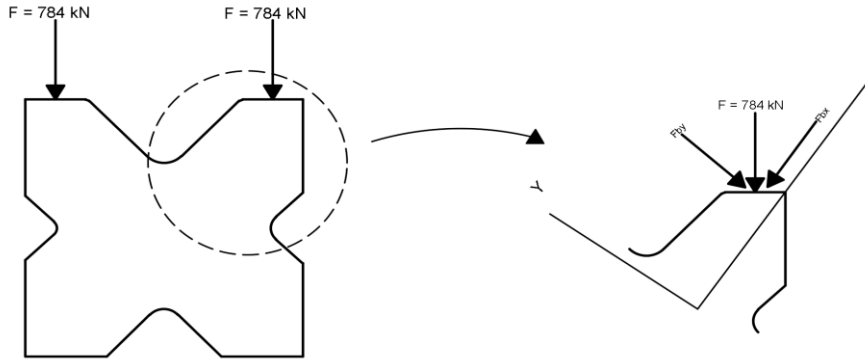


Ilustración 46. Diseño propuesto de punzón de plegado. [Autores]

Para el cálculo del esfuerzo máximo en la matriz de plegado se utilizó la ecuación 6.

$$\sigma_{max} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M_{max} * c}{I} \quad (6)$$

Para el cálculo del factor de utilidad se utilizó la ecuación 7 y 8.

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{per}} \leq 1 \quad (7)$$

$$\sigma_{per} = \frac{\sigma_y}{F.S.} \quad (8)$$

Cálculo de las componentes Fb_x y Fb_y

$$Fb_x = (784 \text{ kN})(\text{sen } 44)$$

$$Fb_x = 544.61 \text{ kN}$$

$$Fb_x = (784 \text{ kN})(\text{cos } 44)$$

$$Fb_x = 563.96 \text{ kN}$$

Cálculo de la inercia utilizando la ecuación 9.

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3 \quad (9)$$

$$I = \frac{1}{12} (800 \text{ mm}) (47.4 \text{ mm})^3$$

$$I = 7099761.6 \text{ mm}^4$$

Cálculo del esfuerzo máximo o esfuerzo último de la parte superior (tensión)

$$\sigma_{max} = -\frac{F}{A} \pm \frac{M_{max} * c}{I}$$

$$\sigma_{max} = -\frac{544.61 \text{ kN}}{(0.8 \text{ m})(0.0479 \text{ m})} + \frac{(563.96 \text{ kN})(0.043 \text{ m})(0.024 \text{ m})}{(7.3268 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$\sigma_{max} = -14.21 + 219.4353 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = 205.23 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo máximo o esfuerzo último de la parte inferior (compresión)

$$\sigma_{max} = -\frac{544.61 \text{ kN}}{(0.8 \text{ m})(0.0479 \text{ m})} - \frac{(563.96 \text{ kN})(0.043 \text{ m})(0.024 \text{ m})}{(7.3268 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$\sigma_{max} = -14.21 - 219.4353 \text{ MPa}$$

Reemplazando en la fórmula.

$$\sigma_{max} = 233.64 \text{ MPa}$$

Para el caso de la matriz se necesita tener una dureza superficial elevada para evitar desgastes por fricción, por ende, se recomienda que los aceros a utilizar sean templados y revenidos, para el estudio se utilizó el límite de fluencia de los aceros en estado de suministro siendo laminado en caliente. Para este análisis el acero SAE 1045 cuenta con un límite de fluencia de 413 MPa.

$$\sigma_{per} = \frac{413 \text{ MPa}}{1.67}$$

$$\sigma_{per} = 247.3 \text{ MPa}$$

$$\frac{233.64 \text{ MPa}}{247.3 \text{ MPa}} \leq 1$$

$$0.94 \leq 1$$

En función de las diferentes aberturas utilizadas para el plegado de los diferentes espesores de placa y los cálculos realizado se determinó que el tamaño óptimo de la matriz de plegado es de 116 mm.

Utilizando los parámetros como son la abertura de la matriz que va desde 24 a 64 mm, el radio interior entre 4.2 a 10 mm y el ángulo de la matriz de 88° , calculados en los puntos anteriores se diseñó la matriz de plegado, en la cual se procederá a realizar el análisis estático mediante software SolidWorks con los diferentes aceros seleccionados como son el SAE 1045, ASTM A36 y SAE 1020.

En la ilustración 47, se visualizan los resultados obtenidos respecto al diseño de la matriz de plegado utilizando el software SolidWorks, en ella se presentan los esfuerzos Von Mises para cada uno de los aceros antes mencionados.

ESFUERZO DE VON MISES EN MATRIZ DE PLEGADO

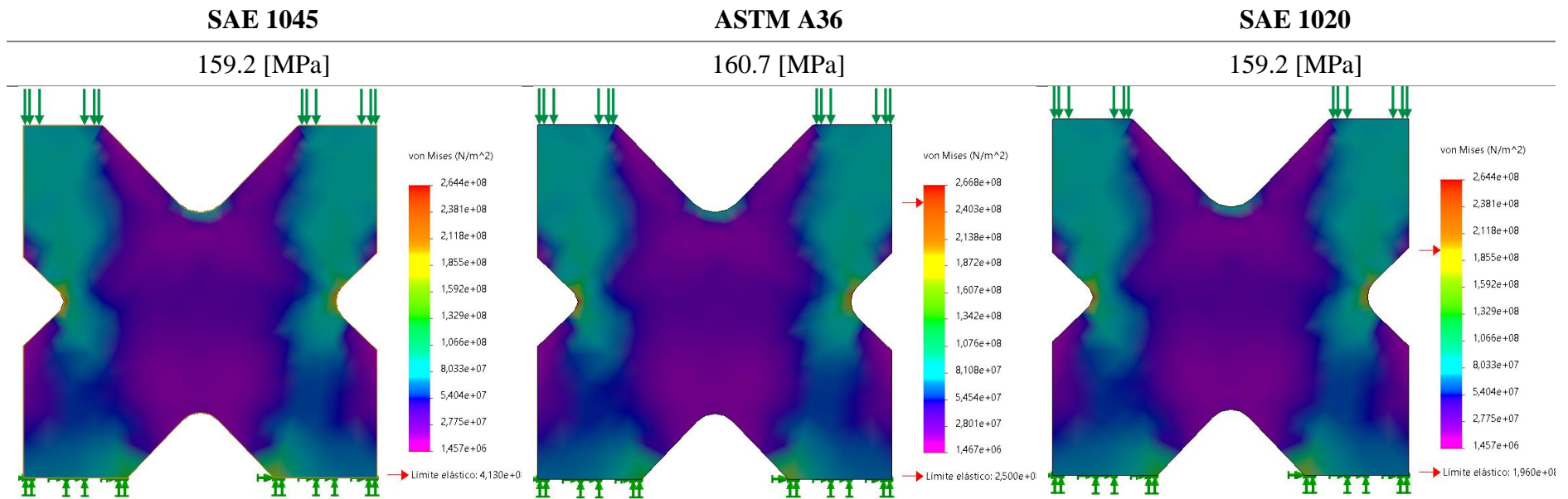


Ilustración 47. Esfuerzos de Von Mises en la matriz de plegado. [Autores]

Para obtener mejores resultados se comparó el mallado basado en curvatura con el estándar, apreciando valores bastante similares (4% error), pero se decidió optar por el mallado basado en la curvatura ya que los resultados obtenidos con este se acercan más a la realidad. El Acero SAE 1045 cuenta con un esfuerzo Von mises de 159.2 y comprándolo con el esfuerzo permisible obtendríamos un factor de utilidad de 64.3%, con el acero A36 un factor de utilidad de 64.9% y con el SAE 1020 un factor de utilidad de 64.3%, debido que la matriz de plegado estará en constante rozamiento con las planchas se seleccionó al acero SAE 1045 para el diseño, adicional se recomienda ser tratada térmicamente para evitar fallas por desgaste utilizando un temple y revenido para el alivio de tenciones, pasando de 37 HRC en dureza Rockwell C de suministro según catálogo de Iván Bohman a 60 HRC aproximadamente.

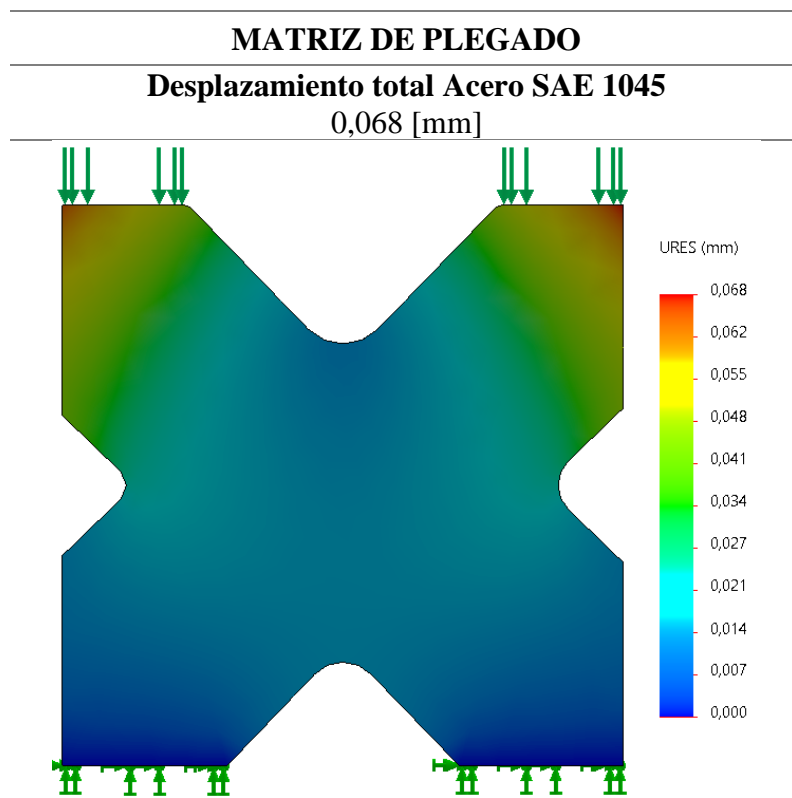


Ilustración 48. Deformación de la matriz de plegado. [Autores]

Como se puede observar en la ilustración 48, la matriz sufre una deformación máxima de 0.068 mm al realizar el doblado en la placa de mayor espesor de 8 mm, la que se genera en las esquinas superiores izquierda y derecha de la matriz producto de la fuerza utilizada para realizar el doblado de la plancha, sin verse afectada.

➤ **Cálculo del Punzón de plegado.**

Para el cálculo del punzón de plegado se tomaron las siguientes consideraciones:

- *radio de contacto a utilizar varía entre 2 – 4 mm*
- *Longitud de punzonado: 3200 mm*
- $F_N = 1568 \text{ kN}$
- $E = \text{Modulo de young: } 20000 \text{ MPa} : 2 * 10^6$
- $\alpha = 88^\circ \quad \beta = 180 - 88 = 92^\circ$
- $t = \text{espesor}$
- $f_s = 1.67$
- $\sigma_y = 530 \text{ MPa}$
- $L = 0.035 \text{ m}$

Para realizar el cálculo de la relación de esbeltes de la columna de determinaron las longitudes efectivas de columnas basándose en la ilustración 49, y considerando la realidad del análisis del funcionamiento, en perspectiva del elemento analizado, se tiene que la opción C es aquella que se asemeja a la realidad, es decir; "un extremo fijo y el otro extremo articulado".

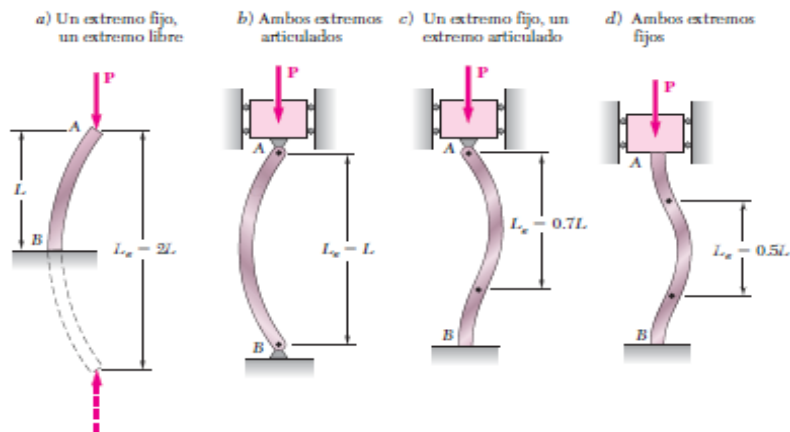


Ilustración 49. Longitudes efectivas de columna. [7]

Por lo tanto, obtenemos los siguientes datos:

- $L_e = 0.7 * L = 0.245 \text{ m}$
- $b = 3200 \text{ mm}$
- $L = 0.35 \text{ m}$
- $A = 3.2 \text{ m} * t$

Se puede apreciar de mejor manera en la ilustración 50 el diseño del punzón que se propone para el doblado de los diferentes espesores de placa.

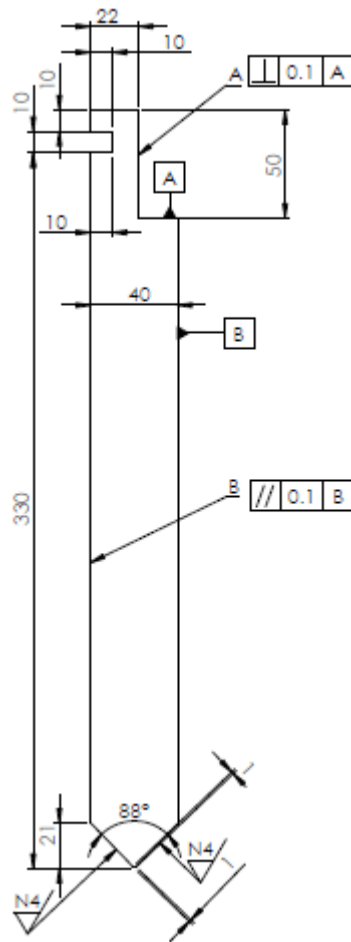


Ilustración 50. Diseño propuesto de punzón de plegado. [Autores]

Para determinar el radio de giro se seleccionó un diferencial del elemento a analizar, donde especificamos los valores a calcular de b y t , siendo estos; base por altura como se puede apreciar en la ilustración 51.

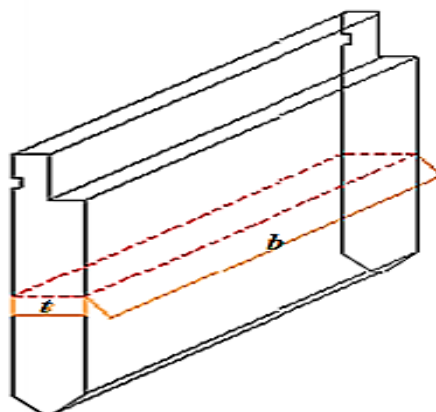


Ilustración 51. Diferencial de área de punzón de plegado. [Autores]

Para calcular el radio de giro debemos utilizar las siguientes ecuaciones:

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3 \quad (10)$$

$$A = b * t \quad (11)$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (12)$$

Reemplazando la ecuación 9 y 10 en la ecuación 11 obtenemos:

$$r = \sqrt{\frac{\frac{1}{12} * b * t^3}{b * t}} \quad (13)$$

Simplificando obtenemos la ecuación 13.

$$r = \frac{t}{\sqrt{12}} \quad (14)$$

Considerando este análisis, lo más crítico o desfavorable según conceptualización de resistencia de materiales, es que sea columna larga, por lo que se calculó, el esfuerzo crítico con la ecuación 14, el esfuerzo efectivo con la ecuación 15 y el esfuerzo permisible con la ecuación 16.

$$\sigma_{cr} = 0.877 * \sigma_e \quad (15)$$

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * E}{\left(\frac{Le}{ry}\right)^2} \quad (16)$$

Luego se reemplazó los datos en la ecuación de esfuerzo efectivo, obteniendo como resultado.

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 * 200 \text{ GPa}}{\left(\frac{0.35m}{\frac{t}{\sqrt{12}}}\right)^2} = \frac{1342.80332 \text{ GPa} * t^2}{m^2}$$

Una vez obtenido el valor del esfuerzo efectivo se procedió a reemplazar en la fórmula de esfuerzo crítico.

$$\sigma_{cr} = 0.877 * \frac{1342.80332 \text{ GPa} * t^2}{m^2} = \frac{1177.63851 \text{ GPa} * t^2}{m^2}$$

Finalmente reemplazo los datos en la ecuación de esfuerzo permisible.

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67} \quad (17)$$

$$\sigma_{perm} = \frac{705.17276 \text{ GPa} * t^2}{m^2}$$

Debido a la estabilidad de la estructura de la plegadora hidráulica, se considera la carga crítica de:

$$P_{cr} = (F.S.)(F_{er})$$

$$P_{cr} = (1.67)(1568 \text{ kN})$$

$$P_{cr} = 2619 \text{ kN}$$

Siendo que:

$$\sigma_{perm} = \frac{F}{A}$$

Utilizamos la fórmula anterior de esfuerzo permisible, para encontrar el valor de t, que es el espesor del punzón a encontrar, igualando ambos lados de la ecuación obtenemos:

$$\frac{705.17276 \text{ GPa} * t^2}{m^2} = \frac{1568000 \text{ N}}{3.2 \text{ m} * t}$$

$$t^3 = \frac{1568000 \text{ N}}{705.17276 \text{ GPa} * 3.2 \text{ m}^2}$$

$$t = \sqrt{\frac{1568000 \text{ N}}{705.17276 \text{ GPa} * 3.2 \text{ m}^2}} = 8.857 \text{ mm}$$

Una vez remplazado los datos se determinó que, el mínimo espesor que puede tener el punzón de plegar es de aproximadamente 9 mm, esto trabajando al 100% bajo el factor de seguridad de 1.67.

En la ilustración 52 se visualiza los resultados obtenidos en el análisis estático del punzón de plegado en software SolidWorks, en ella se presentan los esfuerzos de Von Mises para los aceros ASTM A36, SAE 1020 y SAE 1045.

ANÁLISIS DE PUNZÓN

ESFUERZO DE VON MISES

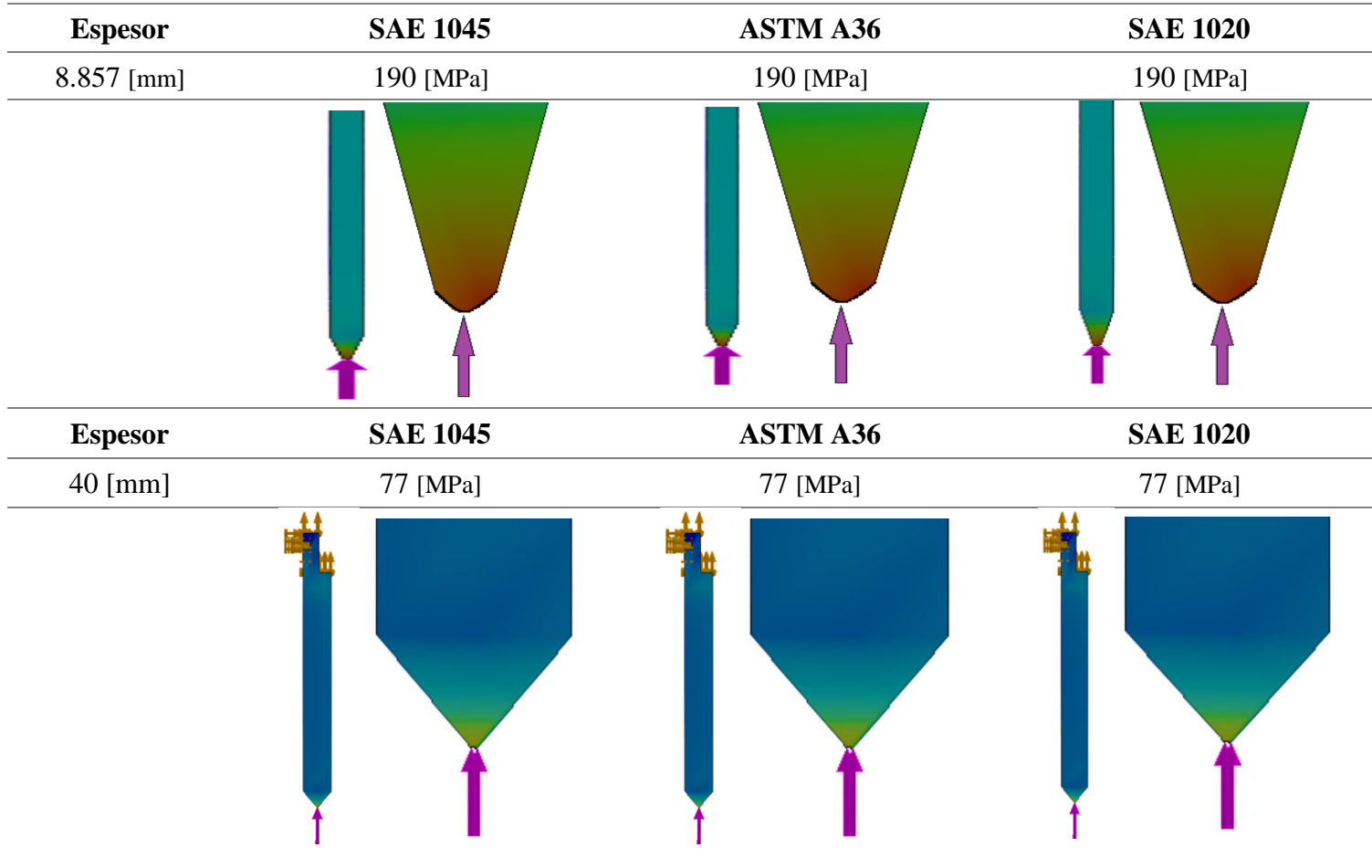


Ilustración 52. Esfuerzos de Von Mises en el punzón de plegado. [Autores

En la tabla 9, se presentan los resultados obtenidos respecto al diseño del punzón de plegado, basados en el software SolidWorks y comparados con el análisis matemático, los cuales nos ayudaran a determinar el acero óptimo.

Tabla 9. Resultados de diseño de punzón de plegado. [Autores]

ESFUERZO DE VON MISES			
ACERO SAE 1020, Malla basada en curvatura de combinado			
Espesor [mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación [mm]	Fu≤1
40	77	0.018	0.367
8.857	190	0.108	0.907
ACERO SAE 1045, Malla basada en curvatura de combinado			
Espesor [mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación [mm]	FU≤1
40	77	0.018	0.243
8.857	190	0.108	0.60
ACERO A36, Malla basada en curvatura de combinado			
Espesor [mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación [mm]	FU≤1
40	77	0.018	0.514
8.857	190	0.107	1.269

En función de los resultados de la tabla 12 se elige el diseño del punzón con 350 mm de altura y 40 mm de espesor, el cual nos genera un factor de utilización de 0.243. Debido que el punzón estará en contacto con las planchas se seleccionó un acero SAE 1045 por su alta resistencia mecánica y al desgaste según el catálogo de aceros para máquinas de Iván Bohman, para garantizar que no existan fallas por desgaste en la punta, se recomienda ser tratada térmicamente, como se mencionó en la matriz de plegado.

PUNZÓN DE PLEGADO EN ACERO SAE 1045
Deformación total
0.026 [mm]

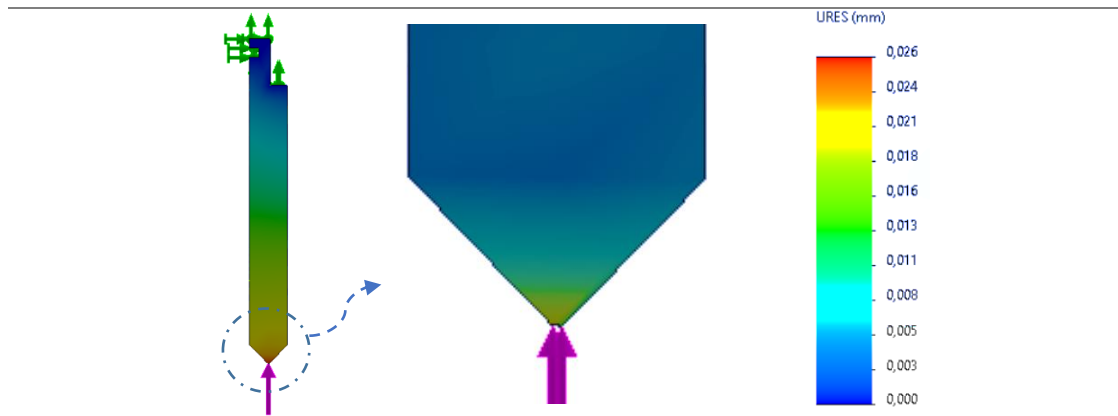


Ilustración 53. Deformación en el punzón acero SAE 1045. [Autores]

La deformación máxima que podemos observar en la ilustración 53 es de 0.026 mm, siendo esta despreciable debido que no genera ningún problema en el proceso de plegado.

Cálculo de la mordaza inferior - porta matriz.

Una vez realizado el estudio del arte y basándose en porta matrices ya establecidos como se puede observar en la ilustración 54 se diseñó la matriz propuesta, la cual podemos observar en el plano, para la mordaza inferior se procedió a realizar el cálculo.

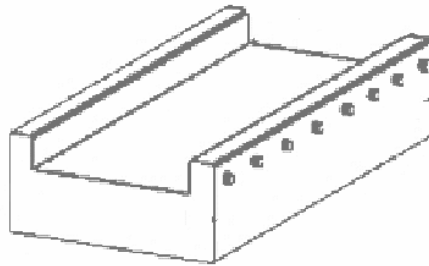


Ilustración 54. Porta matriz.[50]

Diseño propuesto.

Para el cálculo se unió el porta matriz y la mordaza inferior como un solo cuerpo, como podemos observar en la ilustración 55.

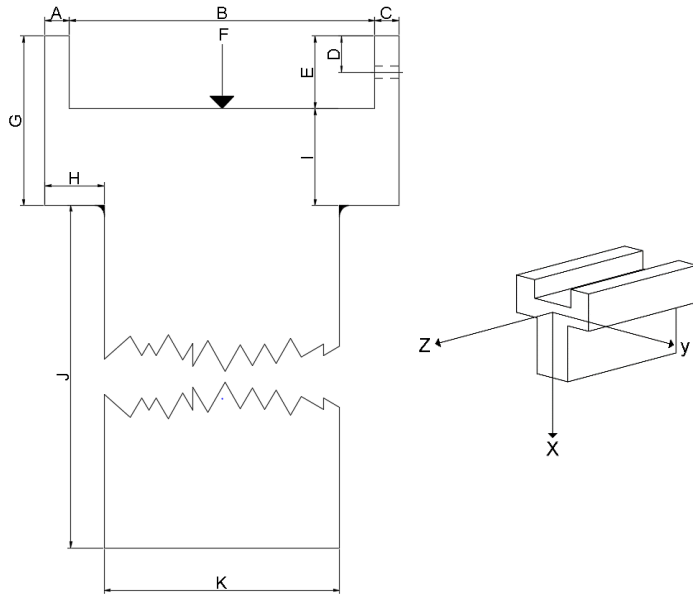


Ilustración 55. Porta matriz y mordaza inferior. [Autores]

Los valores correspondientes a cada una de las letras de la figura se encuentran en la tabla 10.

Tabla 10. Valores de letras mordaza inferior. [Autores]

Letra	Cantidad	Unidad
A	10	mm
B	126	mm
C	10	mm
D	15	mm
E	30	mm
F	1568	KN
G	70	mm
H	24.5	mm
I	40	mm
J	744	mm
K	97	mm

- Pandeo en el plano XY

Cálculo de la inercia I_x

Para realizar el cálculo de la inercia se procede a dividir en partes al elemento como se puede observar en la ilustración 56.

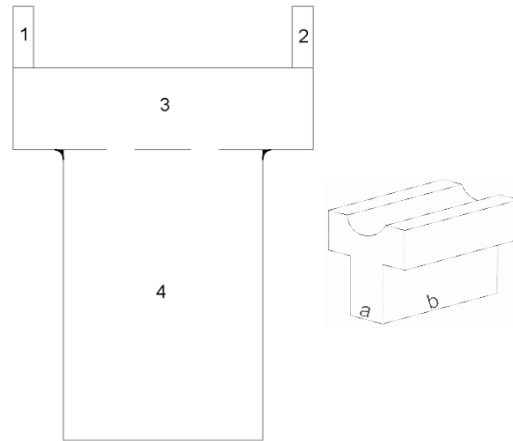


Ilustración 56. División de mordaza inferior en elementos.[50]

Una vez divididos en elementos se procede a calcular el centroide del elemento como se puede observar en la tabla 15.

Tabla 11. Resultados de Punzón de plegado acero SAE 1045. [Autores]

Elemento	$A [m^2]$	$\bar{y} [m]$	$A \cdot \bar{y} [m^3]$
1	$3 \cdot 10^{-4}$	0.015	$4.5 \cdot 10^{-6}$
2	$3 \cdot 10^{-4}$	0.015	$4.5 \cdot 10^{-6}$
3	$5.84 \cdot 10^{-3}$	0.020	$1.168 \cdot 10^{-4}$
4	0.0721	0.372	0.0268
TOTAL	0.07854		0.0269

Remplazando en la ecuación 20 obtenemos el resultado del centroide de nuestro elemento.

$$\bar{y} = \frac{A \cdot \bar{y}}{A} \quad (18)$$

$$\bar{y} = \frac{0.0269 \text{ m}^3}{0.0785 \text{ m}^2} = 0.343 \text{ m}$$

Utilizando la fórmula 21 para el cálculo de la inercia tenemos el siguiente resultado.

$$I_x = I_{x'} + A \cdot d^2 \quad (19)$$

$$I_x = 2 \left[\frac{1}{12} (0.01)(0.03) + (3 \cdot 10^{-4})(0.456)^2 \right] + \left[\frac{1}{12} (0.146)(0.04) + (5.84 \cdot 10^{-3})(0.421)^2 \right] + \left[\frac{1}{12} (0.097)(0.744) + (0.0721)(0.029)^2 \right]$$

$$I_x = 1.74 \cdot 10^{-4} + 1.522 \cdot 10^{-3} + 6.07 \cdot 10^{-3}$$

$$I_x = 7.77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4$$

Remplazando la inercia en la ecuación 22, encontramos el radio de giro en el eje z.

$$I_x = A \cdot r_z^2 \quad (20)$$

$$r_z^2 = \frac{I_x}{A}$$

$a = \text{espesor de mordaza inferior}$

$b = \text{longitud de mordaza inferior} = 3.2 \text{ m}$

$$r_z^2 = \frac{7.77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4}{a \cdot 3.2 \text{ m}}$$

$$r_z^2 = \frac{2.42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3}{a}$$

$$r_z = \frac{0.0493 \text{ m}^3}{\sqrt{a}}$$

Pandeo en el plano XY

$$\frac{L_e}{r_z} = \frac{0.7 L}{\frac{0.0493}{\sqrt{a}}}$$

$$\frac{L_e}{r_z} = \frac{0.7 L \cdot \sqrt{a}}{0.0493}$$

Pandeo en el plano XZ

$$\frac{L_e}{r_y} = \frac{0.2 L \cdot \sqrt{b}}{0.0493}$$

Igualando tenemos

$$\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{b}} = \frac{2 L}{0.7 L}$$

$$\frac{a}{b} = 2.857$$

Como se estableció para el diseño un factor de seguridad de 1.67 y reemplazando en la fórmula 23 obtenemos la carga crítica.

$$P_{cr} = (F.S)(P) \quad (21)$$

$$P_{cr} = (1.67)(1568 \text{ kN}) = 2618.56 \text{ kN}$$

Una vez obtenido la carga crítica se procede a calcular el valor de a , que corresponde al espesor de placa necesaria para ello se utilizará la ecuación 24.

$$\sigma_{max} = \frac{P_{cr}}{A} \quad (22)$$

$$\sigma_{max} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{2618.56 \text{ kN}}{a \cdot b}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2618.56 \text{ kN}}{\frac{a^2}{2.857}} = \frac{7481.23 \text{ kN}}{a^2}$$

Para despejar el valor de a, utilizaremos la ecuación 25 y la igualaremos con la ecuación 24.

$$\sigma_{max} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{I_x}{r}\right)^2} \quad (23)$$

Igualando tenemos

$$\frac{7481.23 \text{ kN}}{a^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{I_x}{r}\right)^2}$$

$$\frac{7481.23 \text{ kN}}{a^2} = \frac{\pi^2 \cdot (2 \cdot 10^6 \text{ Pa})}{2064.43 \cdot a}$$

$$a = 0.7824 \text{ m}$$

Obteniendo un valor de 0.78 m para el espesor de la mordaza inferior. Se procede a calcular el factor de utilidad para la mordaza inferior.

$$\sigma_{max} = 133.12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{per} = \frac{250 \text{ MPa}}{1.67} = 149.7 \text{ MPa}$$

$$\frac{133.12 \text{ MPa}}{149.7 \text{ MPa}} \leq 1$$

$$0.889 \leq 1$$

Como podemos observar el resultado obtenido con el acero A36 es una mordaza inferior con un espesor de 0.78 m y una longitud de 3.2 m, se obtiene un factor de utilidad de 88%.

A continuación, se realizará un análisis estático mediante el software SolidWorks de los esfuerzos de Von Mises, como se puede observar en la ilustración 57.

ESFUERZO DE VON MISES EN LA MORDAZA INFERIOR

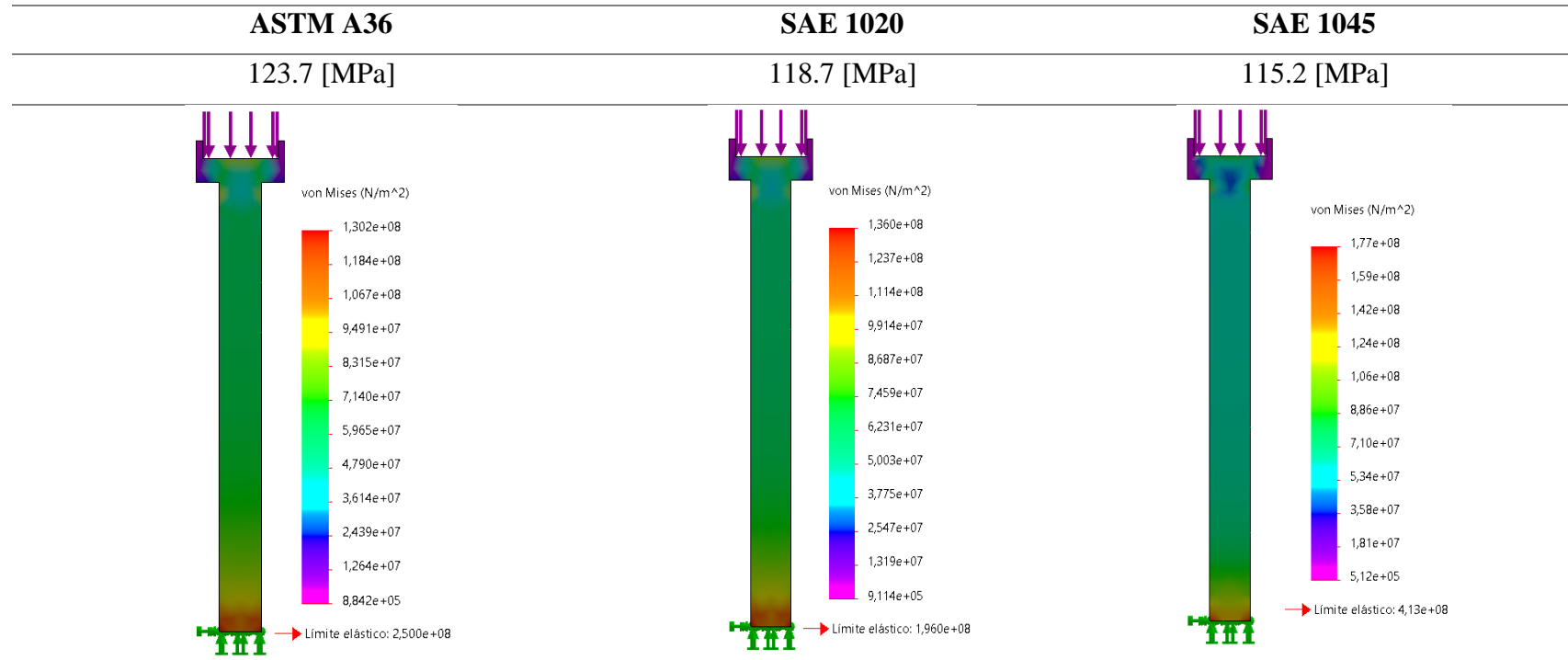


Ilustración 57. Esfuerzo de Von Mises en la mordaza inferior. [Autores]

Basándose en los resultados obtenidos en la ilustración 57 podemos apreciar que todos los aceros pueden ser utilizados para la construcción de la mordaza inferior ya que su factor de utilidad es respectivamente de 92% para el acero A36 con una deformación de , de 89% para el acero SAE 1020 y de 86% para el acero SAE 1045, pero debido a que la mordaza inferior no se encontrará sometido a desgastes por fricción se optó por seleccionar el acero ASTM A36 esto por su factor de utilidad 3.4% mayor que los demás aceros.

Cálculo de mordaza Superior

Para determinar la geometría de la mordaza superior e inferior hemos realizado el estudio del arte donde se determinó que la correcta forma, en la Ilustración 58 se puede apreciar las consideraciones a tomar para la mordaza superior.

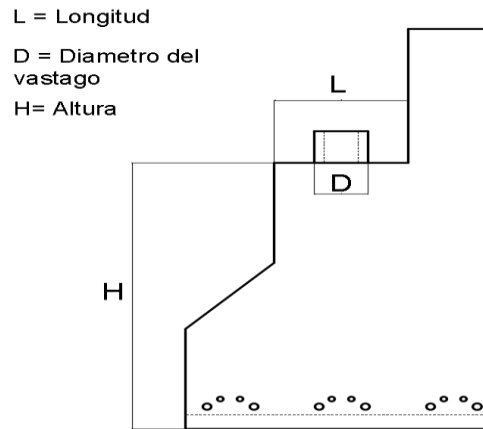


Ilustración 58. Mordaza superior. [Autores]

Cálculo de la fuerza del cilindro

$F_c = \text{Fuerza del cilindro}$

$$F_c = \frac{F_N}{2} = \frac{1568 \text{ kN}}{2} = 784 \text{ kN}$$

Cálculo del Área aproximada

Para el cálculo del área aproximada es necesario conocer el diámetro mínimo del vástago, según el cilindro seleccionado es de 95 mm, esto remplazamos en la ecuación 25.

$$A = D \cdot t \quad (24)$$
$$A = 95 \text{ mm} \cdot t$$

Es necesario realizar varias iteraciones de espesor hasta obtener un factor de seguridad de 1.67 teniendo un $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$ esto para un material de acero ASTM A36, utilizando la ecuación 26.

$$\sigma_{max} = \frac{F_c}{A} \quad (25)$$

Los resultados obtenidos los podemos ver en la tabla 12.

Tabla 12. Resultados esfuerzo máximo acero ASTM A36. [Autores]

Espesor	Esfuerzo máximo	Factor de seguridad
40 [mm]	275.08 [MPa]	0.9088
50 [mm]	206.31 [MPa]	1.213
60 [mm]	174.22 [MPa]	1.434
73 [mm]	149.97 [MPa]	1.667
80 [mm]	137.54 [MPa]	1.812
95 [mm]	126.96 [MPa]	1.963

El espesor de mordaza que cumple con el factor de seguridad requerido es de 73 mm, debido a que comercialmente se venden planchas de espesor de 50 mm y 75 mm, se debería seleccionar la superior al valor calculado que es la plancha de 75 mm, siendo este el espesor a utilizar para la verificación mediante software de la mordaza superior. En la tabla 13 se presenta una Matriz con las variables de diseño para evaluar y las variables de solución como es el Esfuerzo de Von Mises y la deformación.

Tabla 13. Variables de diseño de Mordaza superior. [Autores]

VARIABLES DE DISEÑO	
Espesor	60 mm
Base	3200 mm
Altura	1203 mm
VARIABLES DE DEFINICIÓN DE PROBLEMA	
Material	SAE 1045, ASTM A36, SAE 1020
Fuerza de empuje del Cilindro hidráulico	784 KN
Diámetro del vástago	95 mm
VARIABLES DE SOLUCIÓN	
Esfuerzo de Von Mises	Por determinar
Deformación total	Por determinar

En la siguiente Ilustración 59 se visualizan los resultados obtenidos según el análisis estático en el software de SolidWorks de los esfuerzos de Von Mises para los aceros ASTM A36, SAE 1020 Y SAE 1045.

ESFUERZO DE VON MISES EN LA MORDAZA INFERIOR

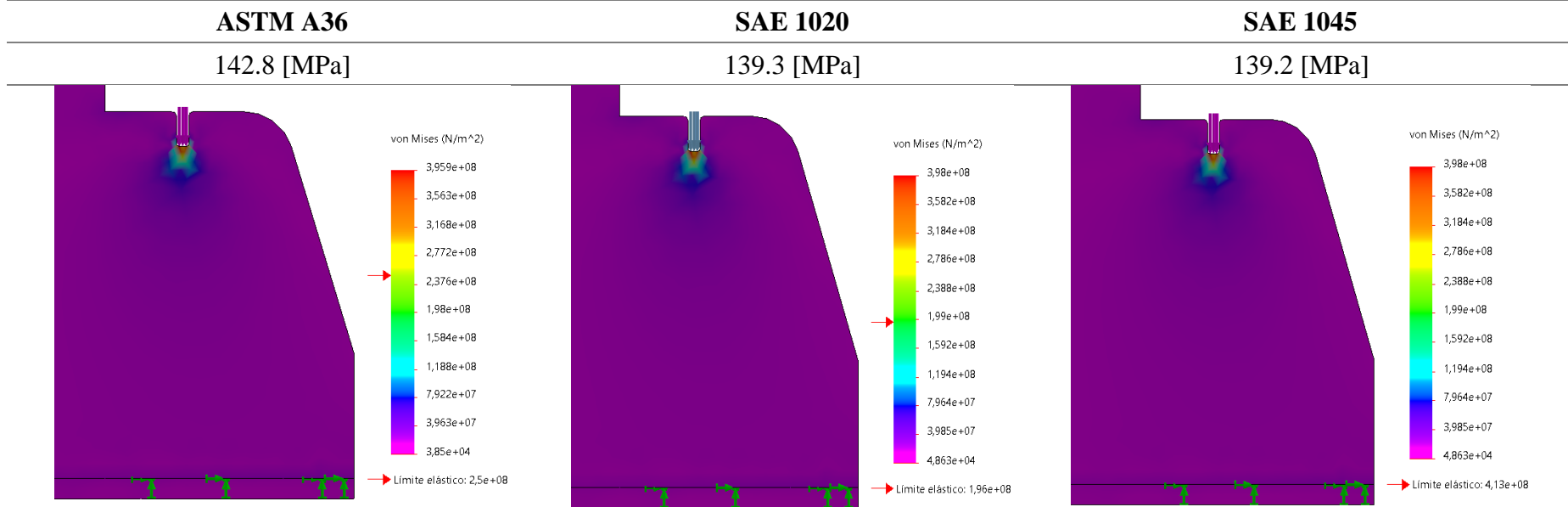


Ilustración 59. Esfuerzos de Von Mises en la mordaza superior. [Autores]

Según los resultados obtenidos del análisis estático para un espesor de mordaza superior de 75 mm para el acero ASTM A36 se obtiene un esfuerzo de 142.8 MPa y un factor de utilidad de 95%, para el acero SAE 1020 se obtiene un esfuerzo de 139.3 MPa y un factor de utilidad de 93% y para el SAE 1045 con un esfuerzo de 139.2 y factor de utilidad de 92%. Debido que la mordaza superior no se encontrara en rozamiento con otros elementos se seleccionó al acero A36 como el óptimo para el diseño de la mordaza superior, teniendo el factor de utilidad más alto.

Sistema de sujeción de punzones

Para realizar el sistema de sujeción de los punzones nos basamos en los que ya existen comercialmente de diferentes proveedores, obtenido como resultado la ilustración 60. Podemos encontrar las dimensiones de este en el anexo.

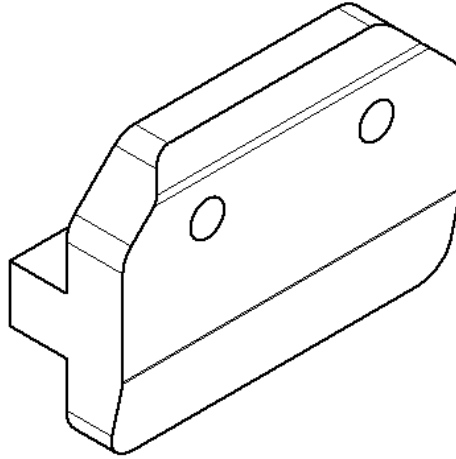


Ilustración 60. Sistema de sujeción de punzones. [Autores]

Para iniciar el cálculo del sistema de sujeción del punzón se planteó la cantidad de sujetadores que irán por punzón, determinando una cantidad de 3 sujetadores, luego se procedió determinar que sujetador recibirá mayor carga como se puede observar en la ilustración 61, la disposición de los sujetadores.

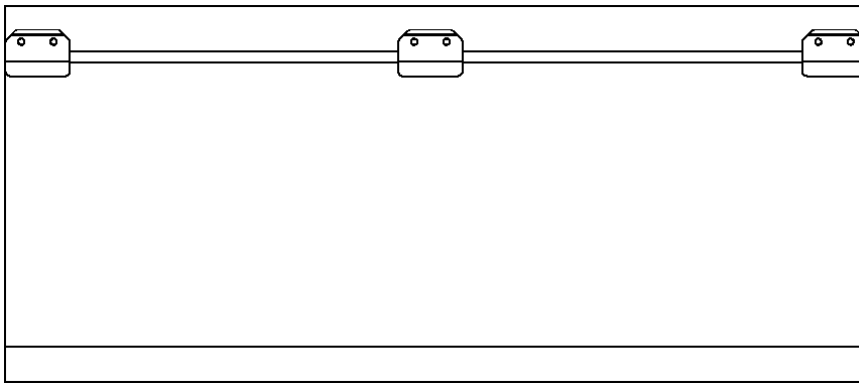


Ilustración 61. Disposición de sujetadores por punzón. [Autores]

Una vez establecida su disposición se procede a calcular cuál de los tres sujetadores recibe una mayor carga como se observa en la ilustración 62 donde cada restricción es una de las placas (sujetadores) que sostienen al punzón.

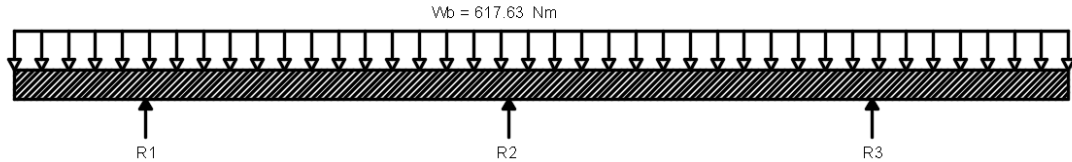


Ilustración 62. Cálculo de restricciones sujetador punzón. [Autores]

Luego procedemos a calcular el valor de cada una de las restricciones obteniendo los siguientes resultados.

$$R1 = R3 = 9.42 \text{ KN}$$

$$R2 = 12.89 \text{ KN}$$

Utilizando la carga más desfavorable para el diseño de los sujetadores que es la reacción R2, procedemos a realizar el cálculo que debe resistir esta fuerza en el diseño de la placa de sujeción en el área que se acopla con el punzón de plegar el cual se visualiza en la siguiente ilustración 63, para ellos se establece que el análisis más conveniente es el de una viga en voladizo esto por su forma geométrica.

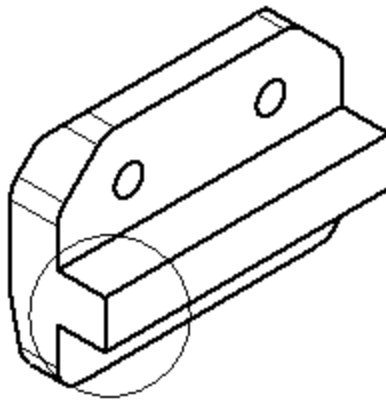


Ilustración 63. Detalle del Área de sujeción. [Autores]

Para el cálculo del esfuerzo máximo que recibirá el acoplamiento entre la placa de sujeción y el punzón de plegar se utiliza la ecuación para esfuerzo flexionantes.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I}$$

Aplicado tablas para obtener el momento máximo se tiene la siguiente consideración como se puede observar en la ilustración 64.

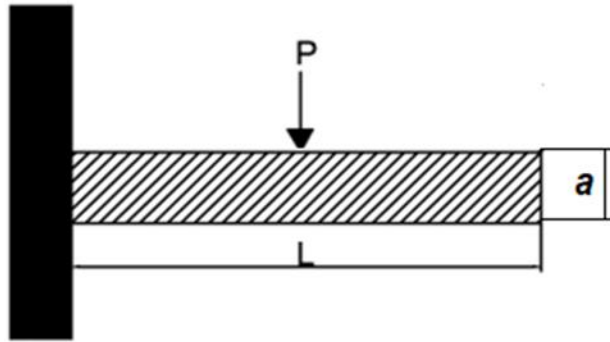


Ilustración 64. Consideración de una viga en voladizo. [Autores]

Aplicando la fórmula 27, calculado el momento máximo.

$$M_{max} = M_A = -P \cdot L \quad (26)$$

$$M_{max} = M_A = -(12.9 \text{ KN}) \cdot (0.0065 \text{ m})$$

$$M_{max} = -83.85 \text{ N.m}$$

$$I_x = \frac{a^4}{12}$$

$$I_x = \frac{(0.013)^4}{12} = 2.38 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

Reemplazando en la ecuación 6 obtenemos:

$$\sigma_{max} = \pm \frac{(-83.85 \text{ N.m}) \cdot (6.5 \cdot 10^{-3} \text{ m})}{2.38 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{max} = -229 \text{ MPa}$$

Una vez calculado el esfuerzo máximo al cual estará el acople del sujetador de la placa de sujeción procedemos a calcular su factor de utilidad el cual debe ser menor que 1.

$$\sigma_{max} = -231.663 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{413 \text{ MPa}}{1.67}$$

$$\sigma_{perm} = 247.31 \text{ MPa}$$

$$\frac{-229 \text{ MPa}}{247.31 \text{ MPa}} \leq 1$$

$$0.93 \leq 1$$

Como se puede observar con el factor de utilidad el acoplamiento entre la placa de sujeción y el punzón de plegar si resiste el peso del punzón por lo que se procederá a calcular el diámetro de los pernos que sujetaran tanto al punzón como al sujetador del punzón.

Cálculo de pernos para sujeción del punzón

Para ello se determinó la cantidad de pernos a utilizar siendo esta de dos pernos por sujetador. Sabiendo que el perno debe soportar un esfuerzo de ruptura a cortante de 188 MPa, para ello se utilizará la siguiente ecuación 27.

$$\varphi Rn = \varphi * Fnv * Ab \quad (27)$$

Donde

φRn = Resistencia del tornillo a cortante

φ = Factor de resistencia 0.75

Fnv = Esfuerzo de ruptura a cortante del perno

Ab = Área del vástago

P = peso del vástago

Datos:

$Fnv = 188 \text{ MPa}$

$Ab = \pi * r^2$

$\varphi = 0.75$

$r = 3.96873 \text{ mm}$

$P = 12.9 \text{ kN}$

Análisis

$$b = 1.767 \text{ mm}^2$$

$$\varphi Rn = 6.977 * 10^3 \text{ N}$$

$$FU = \frac{P}{\phi Rn} = 0.92$$

$$FU \leq 1$$

$$FU = 0.92$$

Mediante iteraciones de radios respecto al área del vástago, con un perno diámetro 5/16 pulgadas o 7.9375 mm, nos da un factor de utilización 0.92, se propone un perno designación A307, por lo que resistiría y se complementarían de acuerdo con el dimensionamiento global de la máquina como se aprecia en la ilustración 65.

Especificaciones ASTM para pernos de acero




Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325 tipo 2	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Ilustración 65. Selección de perno de tabla métrica.[47]

Para la perforación de los agujeros en las placas de sujeción según norma AISC basados en la tabla J3.3M, ver anexo 1, se recomienda un diámetro de 3/8 de pulgada o 9.525 mm, siendo esta la holgura necesaria para el apriete de los pernos que sujetarán esta placa junto con el punzón y la mordaza superior. [54]

Los resultados de pruebas han demostrado que las resistencias por aplastamiento son directamente proporcionales a la separación centro a centro hasta un máximo de 3 veces su diámetro. Por lo que no se obtiene resistencia adicional de aplastamiento si se usan separaciones mayores de 3 veces su diámetro. [47]

Por lo tanto, en este caso hemos usado una separación de 3 veces más su diámetro por lo que no habrá resistencia adicional al aplastamiento. Además, siendo que la distancia de los agujeros al borde de la placa es de 1.5 veces el diámetro tendrá una resistencia al cortante igual a la de los pernos esto evitando agrietamientos o deformaciones en los bordes de la placa de sujeción, esto basado en la norma ASTM. [55]

6.1.5 Subsistema estructura.

➤ Barra de torsión

Para la barra de torsión y partiendo de un estudio del arte de la geometría de barras ya existentes comercialmente, como se puede apreciar en la ilustración 66.

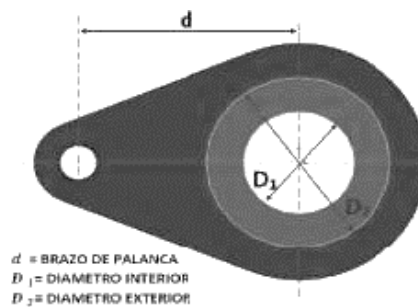


Ilustración 66. Barra de torsión. [2]

Barra de torsión propuesta en función del estudio del arte como se puede observar en la ilustración 67.

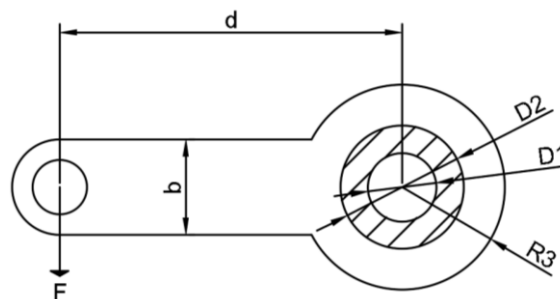


Ilustración 67. Barra de torsión propuesta. [2]

Para iniciar el cálculo de la barra de torsión se procede a determinar cuál es la fuerza a la cual estará sometida para ello se sumará el peso de la mordaza superior, el peso de los sujetadores, el peso de los punzones, el peso de los porta punzones y la fuerza aplicada por los cilindros.

$$F = 3567.27 \text{ N} + 1568 \text{ kN}$$

$$F = 1571.56 \text{ kN}$$

Luego se estableció cual es el diámetro del agujero el cual sujetará la mordaza superior, para ello se propone los valores correspondientes en función de barras ya diseñadas, los cuales son un espesor 25.4 mm y una altura de 80 mm .

$$A = t \cdot b$$

$$A = 25.4 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm}$$

$$A = 0.002032 \text{ m}^2$$

Utilizando la fórmula 35 procedemos a calcular el esfuerzo cortante al cual se someterá.

$$\tau = \frac{P}{A}$$

$$\tau = \frac{1571.56 \text{ kN}}{0.002032 \text{ m}^2} = 753.937 \text{ Mpa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo cortante se procede a calcular el diámetro **d** de los pasadores, como se puede apreciar en la ilustración 68.

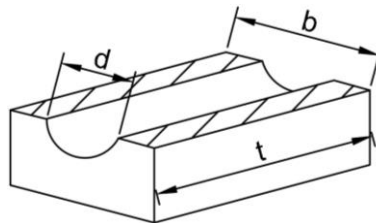


Ilustración 68. Corte de pasador. [2]

Aplicando la fórmula 39 podemos calcular el área.

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{P}{\pi \cdot r^2}$$

Remplazando tenemos

$$754 \text{ MPa} = \frac{1571.56 \text{ kN}}{\pi \cdot r^2}$$

$$r = \sqrt{\frac{1571.56 \text{ kN}}{\pi \cdot 754 \text{ MPa}}} = 25.7$$

$$d = 51.5 \text{ mm}$$

Calculo por aplastamiento de la placa para la barra de torsión.

$$F_u = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{per}} \leq 1$$

$$\sigma_y = 235 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{per} = \frac{235 \text{ MPa}}{1.5} = 156.66$$

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A}$$

Calculando el valor de área obtenemos

$$A = (b - d) \cdot t$$

$$A = 25.4 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}$$

$$A = 3.81 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Remplazando los valores calculados obtenemos el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{max} = \frac{1571.56 \text{ kN}}{3.81 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 104.77 \text{ Mpa}$$

Remplazando los valores en la fórmula del factor de utilidad tenemos.

$$F_u = \frac{104.77 \cdot 10^6}{156.66 \cdot 10^6} = 0.668$$

$$F_u = 0.668 \leq 1$$

Cálculo de barra perforada a utilizar como eje para la barra de torsión.

Comercialmente existen varias medidas de barra perforado que se pueden utilizar como se puede observar en tabla 14, para este caso se seleccionó la barra perforada EN10294-1, el cual cuenta con un esfuerzo de fluencia de $\sigma_y = 480 \text{ Mpa}$.

Tabla 14. Valores comerciales de barra perforada EN10294-1. [Autores]

$D1_{ext} = 85 \text{ mm}$	$D1_{int} = 45 \text{ mm}$
$D2_{ext} = 95 \text{ mm}$	$D2_{int} = 50 \text{ mm}$

Para el cálculo se debe partir de un esquema de la barra de torsión donde se identificarán las fuerzas que actúan en la misma, como se puede observar en la ilustración 69.

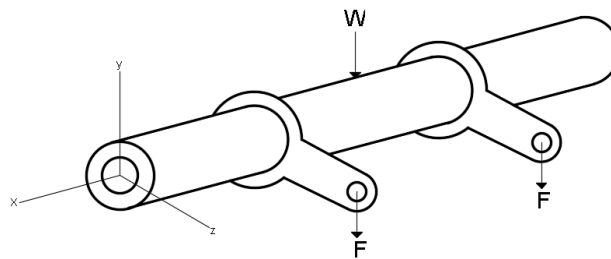


Ilustración 69. Diagrama de torsión. [Autores]

Como se puede observar la carga se encuentra desplazada de la barra por lo que debemos trasladarla como se puede observar en la figura 70.

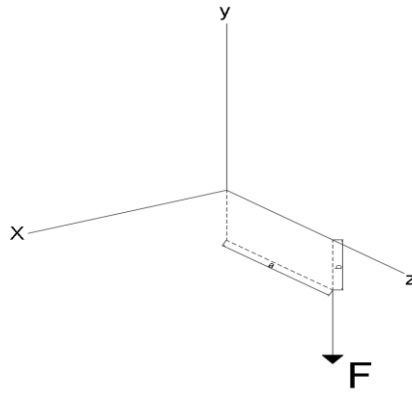


Ilustración 70. Fuerza desplazada del origen. [Autores]

Para trasladar esa fuerza debemos realizar un producto cruz y al trasladar la fuerza se nos genera un torque, como se aprecia en la ilustración 71.

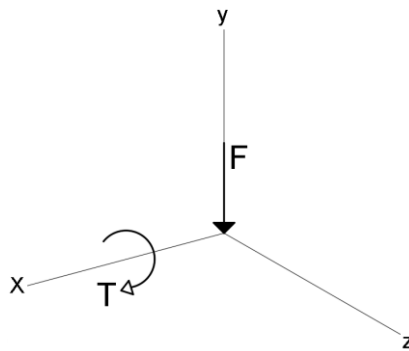


Ilustración 71. Fuerza trasladada al origen. [Autores]

$$T = \vec{r} \times \vec{F}$$

$$T = (0.5 \hat{k} - 0.2 \hat{j}) \times (-784 \hat{j})$$

$$T = (392 \hat{i})$$

Una vez trasladada la fuerza nos queda en cada uno de los puntos en la barra una fuerza y un torque como se puede apreciar en la ilustración 72.

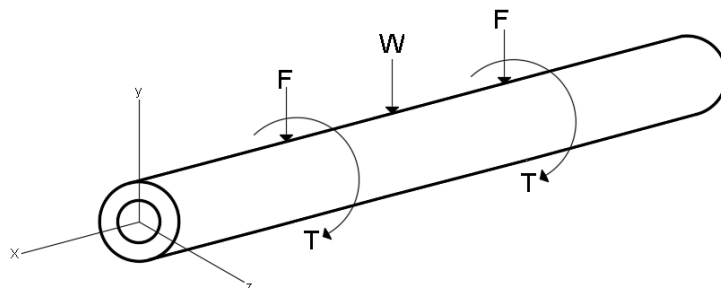


Ilustración 72. Fuerza trasladada al origen. [Autores]

Como se puede apreciar en la barra está sufriendo esfuerzos de flexión y también esfuerzos cortantes, para determinar cada uno de estos se utilizarán las ecuaciones 29 y 30 respectivamente.

$$\sigma_T = \frac{M_x \cdot C_y}{I_x} \quad (27)$$

$$\tau_T = \frac{T \cdot C}{J} \quad (28)$$

Y para encontrar el esfuerzo total que está sufriendo la barra se utilizará la ecuación 31.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{G_T}{2}\right)^2 + (\tau_T)^2} \quad (29)$$

Primero se calculará el esfuerzo cortante.

$$\tau_T = \frac{T \cdot C}{J}$$

Para ello debemos encontrar el valor el valor del radio de giro

$$C_2 = \frac{1}{2}(0.095) = 0.0475 \text{ m}$$

$$C_1 = \frac{1}{2}(0.050) = 0.025 \text{ m}$$

Luego se procede a calcular el valor de J, que es el momento polar de inercia.

$$J = \frac{1}{2}\pi((0.0475)^4 - (0.025)^4)$$

$$J = 7.3828 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Una vez obtenido los valores procedemos a remplazar.

$$\tau_T = \frac{(392 \text{ kN} \cdot \text{m}) \cdot (0.0475 \text{ m})}{7.3828 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\tau_T = 252.2 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado la primera parte del radical procedemos a calcular la segunda para ello debemos utilizar la fórmula de esfuerzo normal.

$$\sigma_T = \frac{M_x \cdot C_y}{I_x}$$

En este caso debemos utilizando diagramas de momento, se obtuvo el máximo momento que está sufriendo este elemento, para ello se utilizó la ayuda del software inventor obteniendo un valor de $76,5 \text{ MN} \cdot \text{mm}$. Este valor se remplaza en la fórmula.

$$\sigma_T = \frac{M_x \cdot C_y}{I_x}$$

$$\sigma_T = \frac{(76.5 \text{ MN} \cdot \text{mm}) \cdot (0.0475 \text{ m})}{\left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (0.0475 - 0.025)^4\right)}$$

$$\sigma_T = 180.52 \text{ MPa}$$

Utilizando el resultado anterior de esta variable se reemplazó en la siguiente fórmula.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{G_T}{2}\right)^2 + (\tau_T)^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{180.52 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (252.2 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau_{max} = 267.86 \text{ MPa}$$

Procedemos a comparar el esfuerzo permisible con el calculado y verificamos si cumple o no.

$$\tau_{per} = \frac{\sigma_y}{F_S}$$

$$\tau_{per} = \frac{480 \text{ MPa}}{1.67} = 287.42 \text{ MPa}$$

Donde

$$F_u = \frac{\tau_{max}}{\tau_{per}} \leq 1$$

$$F_u = \frac{267.86 \text{ MPa}}{320 \text{ MPa}} \leq 1$$

Se realizó el procedimiento con los diferentes barras perforadas de la tabla 21 obteniendo los siguientes resultados los siguientes factores de utilidad.

Para la barra perforada de 85 mm de diámetro exterior y 45 mm de diámetro interior se tiene un facto de utilidad de $FU_1 = 0.837$

Y para la barra perforada de 95 mm de diámetro exterior y 50 mm de diámetro interior se tiene un facto de utilidad de $FU_2 = 0.679$

De los dos resultados obtenidos se seleccionó el de $F1_u$ el cual nos brinda un factor de utilidad más alto siendo este de un 83.7%. En la tabla 22 se presenta el resultado del análisis estático mediante SolidWorks de la barra de torsión cuyas dimensiones son un diámetro exterior de 85 mm y un diámetro interior de 45 mm

➤ Cálculo de la estructura de soporte.

Para el cálculo de la estructura soporte se debe de considerar la fuerza del cilindro.

$$F_c = \frac{F_N}{2} = \frac{1568 \text{ kN}}{2} = 784 \text{ kN}$$

Donde

$F_c = \text{Fuerza del cilindro}$

Luego se calcula el momento máximo con la fórmula 40:

$$M_{max} = 784 \text{ KN} * A \quad (30)$$

Basados en las dimensiones de la ilustración 73 de la estructura se realizan los cálculos siguientes:

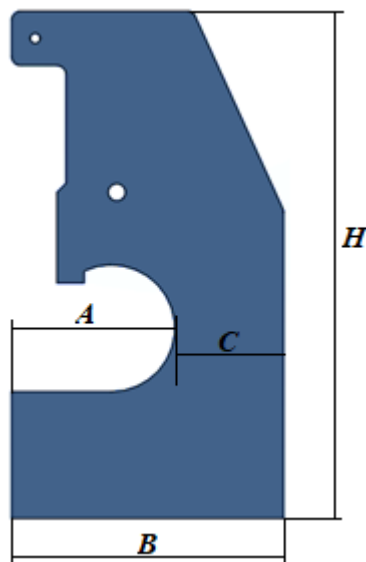


Ilustración 73. Dimensiones de estructura. [2]

Donde luego de haber realizado un estudio del arte se optó por las siguientes dimensiones y geometría.

$$A = 891 \text{ mm}$$

$$B = 1500 \text{ mm}$$

$$C = B - A = 609 \text{ mm}$$

Remplazando

$$M_{max} = 784 \text{ KN} * 891 \text{ mm} = 698 * 10^6 \text{ N} * \text{mm}$$

Remplazando los datos en la fórmula 41, tenemos.

$$I = \frac{1}{12}tc^3 \quad (31)$$

$$I = \frac{1}{12}t(609)^3$$

$$I = 18.82 * 10^6 m^3 * t$$

$$y = \frac{c}{2} = \frac{609}{2} = 304.5 \text{ mm}$$

Para lo cual se asume valores de t, y así determinar el valor de esfuerzo máximo considerando un factor de seguridad de 1.67, para la optimización de la estructura y así evitar sobre dimensionamiento.

- $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$
- ASTM A36

Reemplazando los datos en la fórmula 42, tenemos.

$$\sigma_{max} = \frac{M * y}{I} \quad (32)$$

$$\sigma_{max} = \frac{698 * 10^6 \text{ N} * \text{mm} * 304.5 \text{ mm}}{18.82 * 10^6 m^3 * t}$$

$$\sigma_{max} = \frac{9837.19}{t} \text{ MPa}$$

Por lo que se itera los diferentes espesores considerando los resultados deseados a obtener.

Tabla 15. Resultados esfuerzo máximo acero ASTM A36. [Autores]

Espesor	Esfuerzo máximo	Factor de seguridad
50 [mm]	196.74 [MPa]	1.67
60 [mm]	163.95 [MPa]	1.67
70 [mm]	140.53 [MPa]	1.67

Para la estructura soporte los valores de las variables a analizar son el espesor el cual se encontrará entre 50, 60 y 70 mm, un ancho fijo de estructura que será de 1500 mm, un base de 3200 mm, una altura de 3000 mm y una abertura entre mordazas de 200 mm, para el análisis se ha considerado utilizar un factor de seguridad de 1.67 según normativa. Los

espesores antes mencionados serán analizados en cada uno de los aceros a utilizar como son el ASTM A36, SAE 1020 Y SAE 1045.

En la Ilustración 74 se visualizan los resultados obtenidos de esfuerzo Von Mises, deformación y factor de utilidad de los aceros antes mencionados según el análisis estático en el software de SolidWorks.

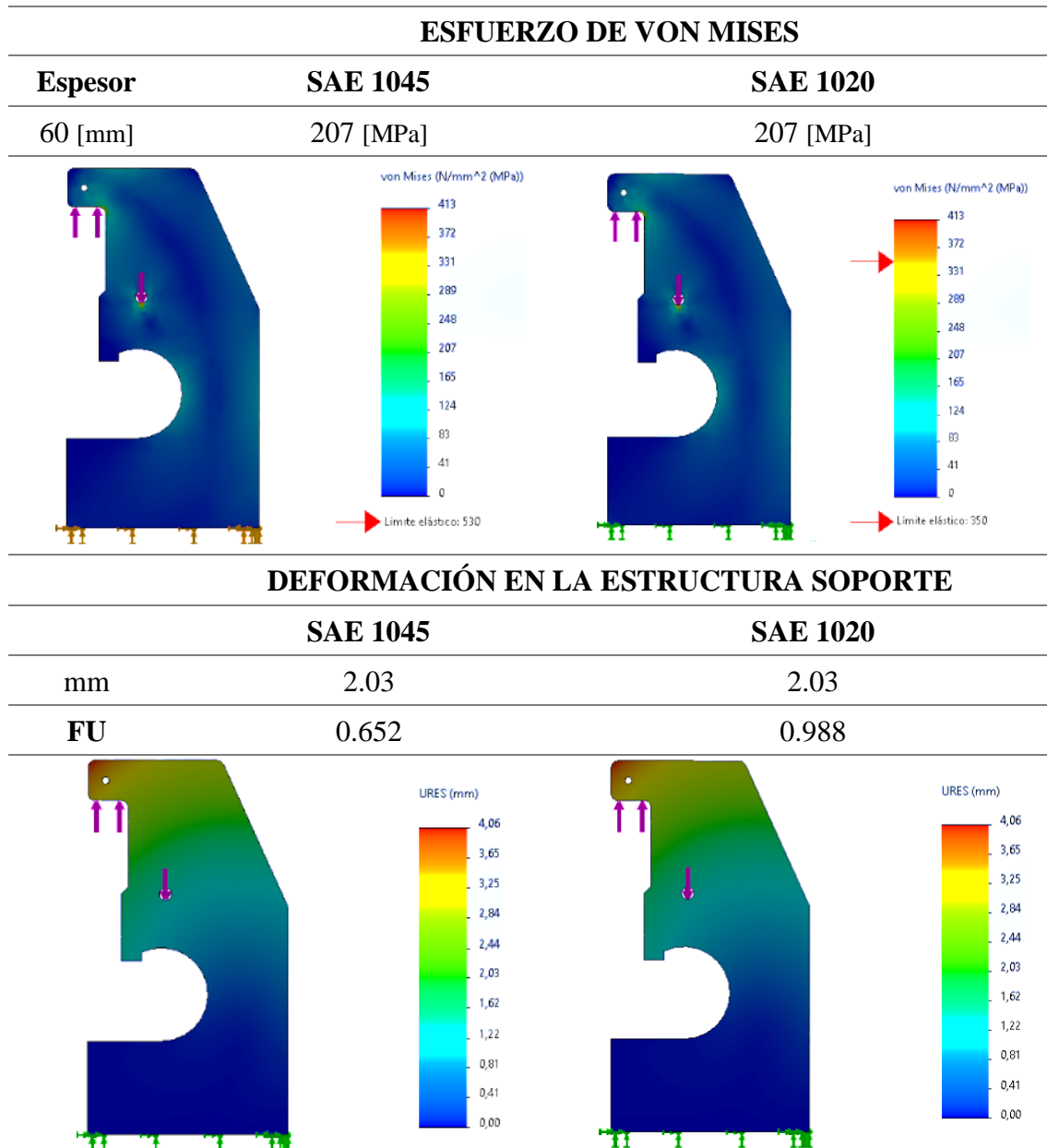


Ilustración 74. Esfuerzos de Von Mises en la estructura. [Autores]

En las tablas 16 y 17 se detallan los resultados obtenidos del análisis estático en software SolidWorks.

Tabla 16. Esfuerzos de Von Mises en la estructura. [Autores]

ESFUERZO DE VON MISES EN LA ESTRUCTURA

Acero SAE 1020, Malla basada en curvatura de combinado		
Espesor [mm]	Esfuerzo [mm]	Factor de utilidad ≤ 1
50	235	1.121
60	207	0.988
70	174	0.83
Acero SAE 1045, Malla basada en curvatura de combinado		
Espesor [mm]	Esfuerzo [MPa]	Factor de utilidad ≤ 1
50	235	0.74
60	207	0.65
70	174	0.55
ASTM A36, Malla basada en curvatura de combinado		
Espesor [mm]	Esfuerzo [MPa]	Factor de utilidad ≤ 1
50	235	1.57
60	207	1.383
70	174	1.162

Tabla 17. Deformaciones en la estructura. [Autores]

DEFORMACIONES EN LA ESTRUCTURA	
Acero SAE 1020, malla basada en curvatura de combinado	
Espesor [mm]	Deformación [mm]
50	2.44
60	2.03
70	1.75
Acero SAE 1045, malla basada en curvatura de combinado	
Espesor [mm]	Deformación [mm]
50	2.44
60	2.03
70	1.75
Acero A36, malla basada en curvatura de combinado	
Espesor [mm]	Deformación [mm]
50	5.01
60	2.08
70	1.79

La estructura soporte permite la estabilidad de la máquina por ello se emplea espesores gruesos para evitar vibraciones exageradas durante el funcionamiento de la plegadora, basado en el análisis estático en el software de SolidWorks de los diferentes espesores para la estructura soporte, utilizando el criterio de factor de utilización FU, según los resultados obtenidos, el espesor del acero SAE 1020 en 60 mm con un esfuerzo máximo de 207 MPa, me permite un FU de 98.8% con una deformación de 2.03 mm, sin embargo, el acero SAE 1045 en 60 mm, con un esfuerzo máximo de 207 MPa me permite un FU de 65% con una deformación de 2.03 mm, además entre los resultados mejores obtenidos, en un espesor de 50 mm el acero SAE 1045 me permite un FU de 74% con un esfuerzo máximo de 235 MPa, obteniendo una deformación mayor de 2.44 mm a diferencia de los mencionados, siendo este considerado como el más óptimo para el desarrollo de este sistema, en dureza de suministro el acero SAE 1045 tiene mejores propiedades mecánicas, dándonos una seguridad de FU 26% adicional en caso de que el esfuerzo máximo exceda su capacidad resultante, estos resultados se visualizan en la siguiente ilustración 75.

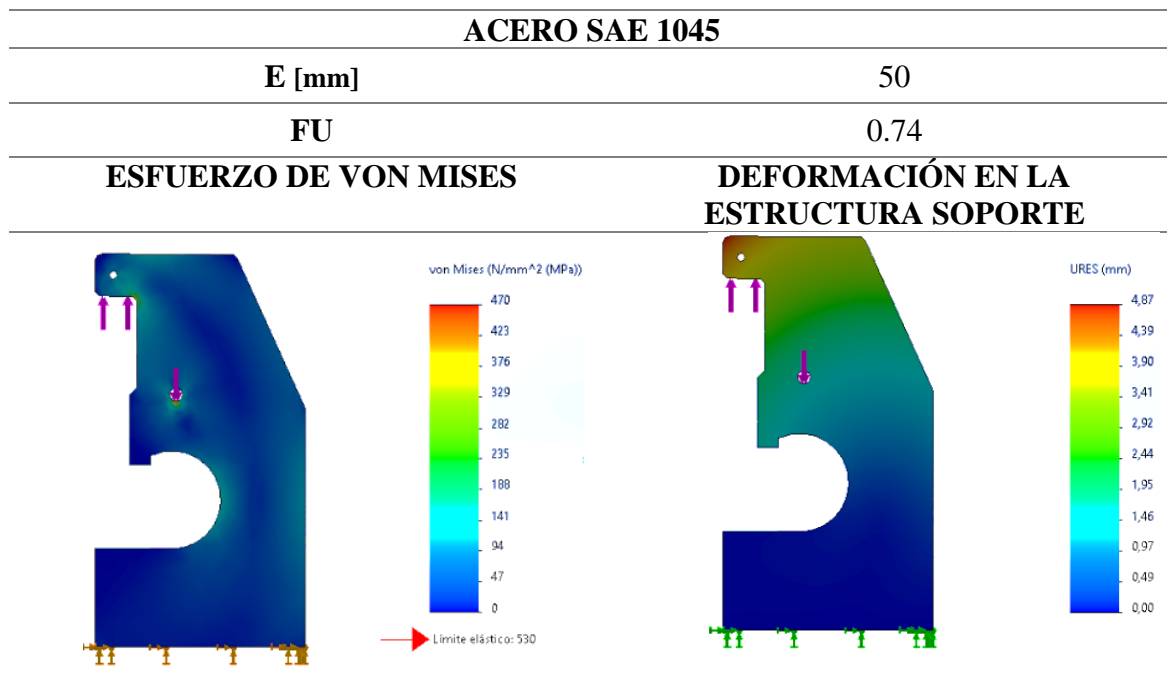


Ilustración 75. Valores de solución de la estructura de soporte. [Autores]

Diseño de bases o apoyos frontal.

Para los apoyos frontales se realizó un estudio de los existentes comercialmente y en función de esto se obtuvo el diseño de los soportes.

Para lo cual inicialmente se planteó los siguientes datos iniciales basados con el peso del material en condiciones de suministro ya que esta será la carga que soportarán las bases

o apoyos, elemento que trabajará en la parte frontal sujetos a la mordaza inferior de la máquina plegadora.

Datos:

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$m = 2436.64 \text{ kg}$$

$$d = 3.2 \text{ m}$$

$$P = m * g = 2.39 * 10^4 \text{ N}$$

En la ilustración 76 se visualiza el diagrama de cuerpo libre de representación de las cargas tanto del peso y su distribución por todo el elemento.

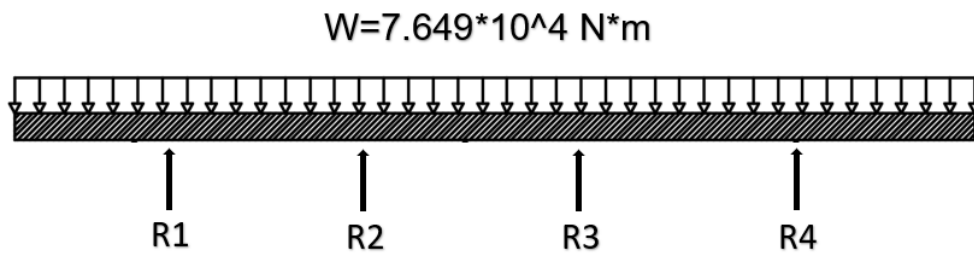


Ilustración 76. Diagrama de cuerpo libre plancha plegada. [Autores]

Pasamos a una carga puntual para en esa relación encontrar cual o cuales son las reacciones más desfavorables el cual se puede apreciar en la siguiente ilustración 77.

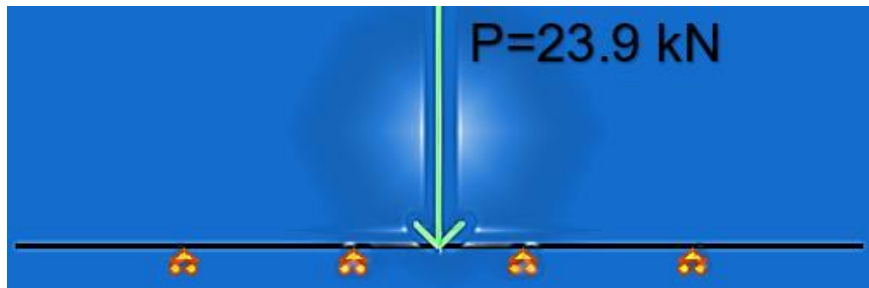


Ilustración 77. Carga puntual en plancha plegada. [Autores]

$$R1 = -1792.5 \text{ N}$$

$$R3 = 13742.5 \text{ N}$$

$$R2 = 13742.5 \text{ N}$$

$$R4 = -1792.5 \text{ N}$$

Por lo tanto, R2 Y R3 son las vigas más desfavorables, por lo que tienen que soportar más carga, para lo cual utilizaremos este valor para el dimensionamiento del diámetro de los pernos que soportarán el peso de las planchas plegadas.

Cálculo de pernos para sujeción de las bases o apoyos frontales.

Cuatro pernos de acero serán utilizados para una placa de acero A36 que sujetará los soportes, si se sabe que esta placa debe soportar una carga de 13742.5 N, el esfuerzo cortante último para el acero utilizado es de 490 MPa, está en condiciones de suministro, y que se desea un factor de seguridad de 1,67. Determine el diámetro requerido para los

pernos, para lo cual utilizaremos los siguientes datos, basados en el análisis de cargas de las bases como se aprecia en la ilustración 78.

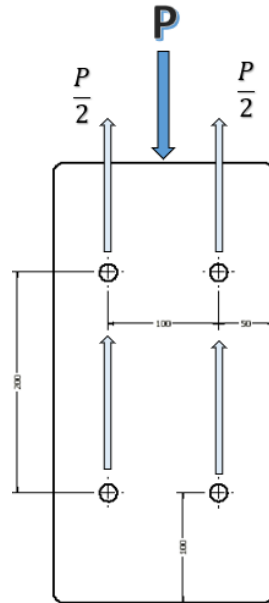


Ilustración 78. Diagrama de cuerpo base o apoyo frontal. [Autores]

Para ello se determinó la cantidad de pernos a utilizar siendo esta de cuatro pernos por base. Sabiendo que el perno de acero A307 debe soportar un esfuerzo de ruptura a cortante de 188 MPa, para ello se utilizará la siguiente ecuación 34.

$$\phi Rn = \phi * Fnv * Ab \quad (33)$$

Donde

ϕRn = Resistencia del tornillo a cortante

ϕ = Factor de resistencia 0.75

Fnv = Esfuerzo de ruptura a cortante del perno

Ab = Área del vástago

P = peso del vástago

Datos:

$Fnv = 188 \text{ MPa}$

$Ab = \pi * r^2$

$\phi = 0.75$

$r = 4 \text{ mm}$

$$P = 13742.5 \text{ N}$$

Análisis

$$Ab = 50.265 \text{ mm}^2$$

$$\varphi Rn = 7.087 * 10^3 \text{ N}$$

$$FU = \frac{P}{\varphi Rn} = 0.97$$

$$FU \leq 1$$

$$FU = 0.97$$

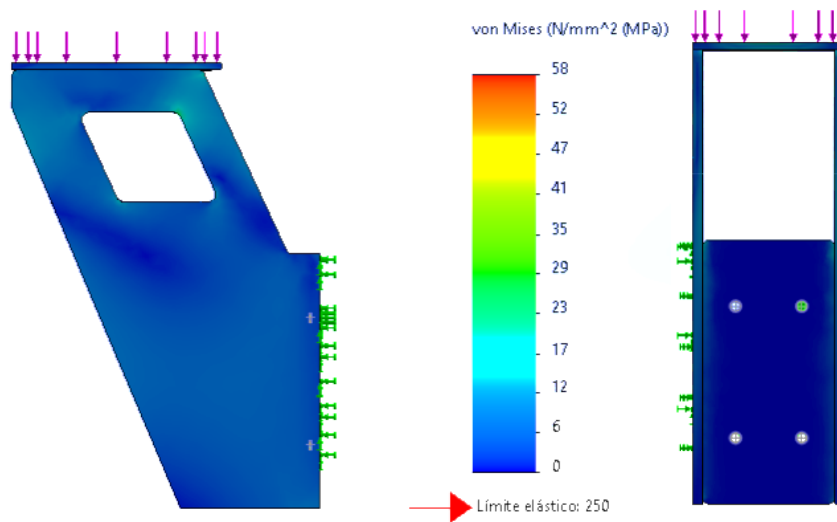
Mediante iteraciones respecto al radio del vástago, con un perno diámetro 8 mm, nos da un factor de utilización 0.97, sin embargo, se propone un perno A307 3/8 de pulgada, estando un 11% sobre dimensionado, por lo que resistiría el peso constante de las planchas plegadas, este resultado se puede apreciar en la ilustración 61 del análisis de pernos en la placa de sujeción.

Para la perforación de los agujeros en las placas de sujeción según norma AISC basados en la tabla J3.3M, se recomienda un diámetro de 7/16 pulgadas, siendo esta la holgura necesaria para el apriete de los pernos que sujetaran esta placa junto con la mordaza inferior.[54]

Los resultados de pruebas de las resistencias por aplastamiento y las separaciones entre agujeros, distancia de los agujeros y los bordes se aplican igual bajo el mismo criterio y condiciones explicado en el análisis de la placa de sujeción de la norma ASTM.

En la ilustración 79 se verifica en el software SolidWorks el análisis estático con esfuerzos de Von Mises y deformaciones, en espesores de 5 y 15 mm respectivamente que, tanto el espesor como los agujeros están sobre dimensionados, sin embargo, este tipo de elementos trabajará a ritmo constante por lo que se sobre dimensionó con la finalidad de ser compatible al diseño de la máquina completa y su robustez y vibración constante.

ANÁLISIS DE ESFUERZO DE VON MISES	
Espesor [mm]	ASTM A36
5	43.5 MPa



Espesor [mm]
15

ASTM A36
20 MPa

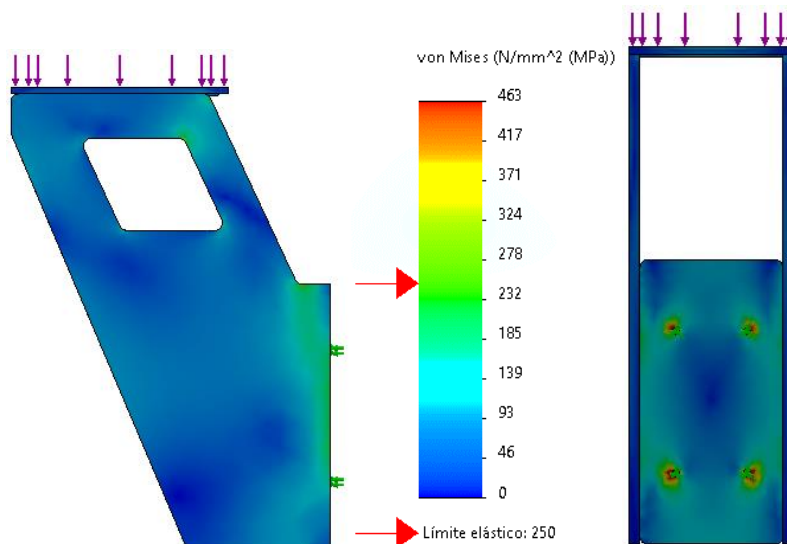


Ilustración 79. Esfuerzo de Von Mises en apoyos frontales. [Autores]

En ambos casos, el esfuerzo máximo en las condiciones donde se presentan mayor esfuerzo trabaja en condiciones seguras, con la finalidad de dar mayor seguridad conforme a la robustez de la máquina, además la deformación en este elemento no supera 5 décimas de milímetros, como se puede apreciar en la ilustración 80.

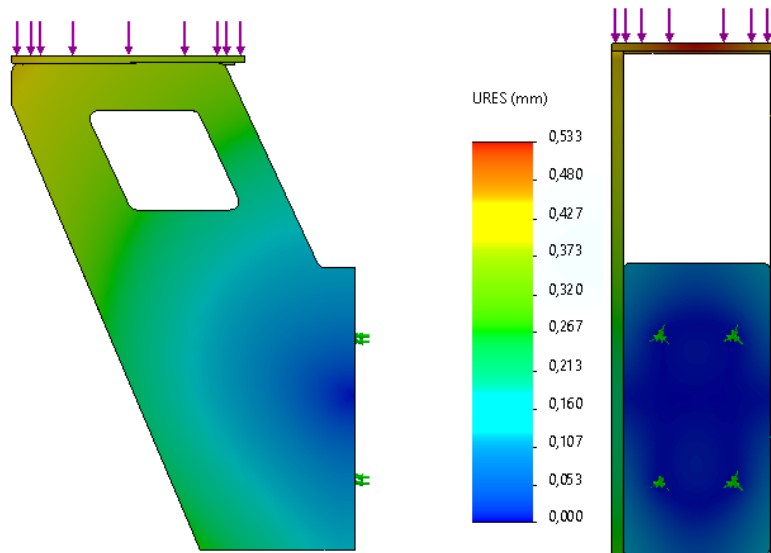


Ilustración 80. Deformación máxima bases o apoyos frontal. [Autores]

Selección de cojinetes.

Para seleccionar un cojinete para este punto es ideal relacionar la carga deseada y los requisitos de vida deseada con la carga nominal de catálogo, como se puede observar a continuación.

Primero debemos determinar a carga que soportarían los rodamientos, siendo esta de 583.8 kN la máxima, producto de la carga producida por la barra de torsión al momento de realizar el plegado.

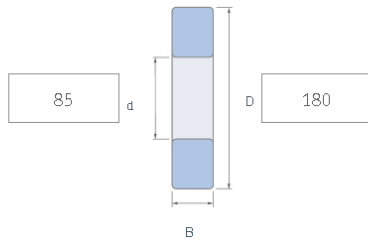
- Carga nominal 583.8 kN
- Vida deseada 3.000 horas (Máquinas utilizadas intermitentemente 3.000 a 8000 horas de funcionamiento según SKF)
- Diámetro interior 85 mm
- Carga radial

Una vez obtenidos los datos requeridos se procede a seleccionar un rodamiento del catálogo, donde se debe asegurar el mayor rendimiento del equipo al menor costo posible, para ello se utilizó el software SKF Bearing Select, la cual se encuentra de forma gratuita, como se puede observar en la ilustración 81.

Filters

Dimensional constraints

Enter exact dimensions or ranges in mm to filter (e.g. 23-27, -40)



Principal dimensions			Basic load ratings		Designation
d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	
85	180	41	331	375	☆ ■ 21317 E
85	180	41	331	375	☆ ■ 21317 EK
85	180	60	577	620	☆ ■ 22317 E

Ilustración 81. software SKF Bearing Select.[56]

Una vez introducido los datos se puede observar que el software SKF Bearing Select recomienda 3 rodamientos de los cuales se ha seleccionado el tercero denominado 22317 E ya que su carga dinámica y estática es superior a la que resistirá. Procederemos a calcular su vida útil para ver si cumple con lo requerido, para ello ocuparemos la fórmula 34 y 35.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (34)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (35)$$

L_{10} : vida nominal básica (millones de revoluciones)

L_{10h} : vida nominal básica (horas de funcionamiento)

C : Capacidad de carga dinámica básica (kN)

n : Velocidad de giro (rpm)

p : exponente valor de 3 para rodamientos de bolas

Remplazando los datos en la ecuación 21 se obtiene la vida en millones de revoluciones.

$$L_{10} = \left(\frac{620 \text{ kN}}{(0.85)(0.854 \text{ kN})} \right)^3$$

$$L_{10} = 0.6230$$

Una vez obtenido el valor procedemos a remplazar en la fórmula 21

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 3} \cdot 0.623$$

$$L_{10h} = 3461.11 \text{ horas}$$

Como podemos observar el rodamiento cumple con los requerimientos establecidos como diseñadores.

Lubricación

La lubricación es fundamental para evitar averías prematuras en los rodamientos, es decir cuando existe una correcta lubricación se aumenta la vida útil del mismo ya que se evita el desgaste de los elementos en contacto, así como de proteger contra la corrosión, es por ellos que a continuación se presenta la lubricación para los rodamientos seleccionados.

Para ellos se utilizó el software SKF Lube Select para grasas SKF, como se puede observar en la ilustración 82.

Ilustración 82. Software SKF Lube Select de SKF. [57]

Una vez ingresados los parámetros del rodamiento como la designación, dimensiones y condiciones de funcionamiento, el software procede a recomendar 3 tipos de grasas que pueden ser utilizadas como podemos observar en la ilustración 83.

SKF | SKF Lube Select para grasas SKF

SOBRE | AYUDA | PERFILES DE APLICACIÓN | ENLACES

Consejo

Se ha determinado que las siguientes grasas SKF son apropiadas para las condiciones de aplicación especificadas. Un color **verde** indica un lubricante adecuado para esta aplicación. Un color **rojo** indica que una o más condiciones de la aplicación no se cumplen. Haga clic en un lubricante para ver los resultados calculados e información adicional.

Clasificación	Grasa	Proveedor	Kappa	Intervalo de relubricación	Mal desempeño en
***	LGEP2	SKF	>4	18100	-
**	LGWM2	SKF	3.3	18100	-
***	LGEM2	SKF	>4	18100	La temperatura

Clasificación de grasa: Una explicación detallada de la clasificación de todas las grasas.

Reporte: Cree un informe final que incluya las condiciones de la aplicación y los resultados de la selección.

Ilustración 83. Resultados en software SKF Lube Select.[57]

De las dos grasas que el software nos recomienda se ha procedido a seleccionar la primera que es la que más condiciones cumple, siendo la grasa LGEP2. En la ilustración 84 se puede observar la cantidad de grasa a utilizar y el intervalo de Relubricación recomendado.

SKF | SKF Lube Select para grasas SKF

SOBRE | AYUDA | PERFILES DE APLICACIÓN | ENLACES

Detalles de LGEP2

Resultados calculados:

Clasificación	77%
Mal desempeño en	-
Relación de viscosidad κ (a 22°C)	>4
Relación de viscosidad κ (a 30°C)	>4
Vida útil de la grasa L1 (intervalo de relubricación SKF), horas	18100
Cantidad de grasa reposición lateral, gramos	54
Cantidad de grasa repuesta a través de orificios de lubricación, gramos cierto	22

Ilustración 84. Detalles de grasa LGEP2. [57]

Cálculo de soldadura

Sea los apoyos frontales que deben soportar una carga $P = 13.7 \text{ kN}$ y las longitudes de los cordones de soldadura son de 150 mm se utilizara un electrodo E70XX y soldadura de filete. Se determinará cual es la longitud del cateto de la soldadura requerido para soportar la carga utilizando un $\phi = 0.75$ y $\Omega = 2.00$ para soldadura a cortante.

Partiendo del esquema de la ilustración 85.

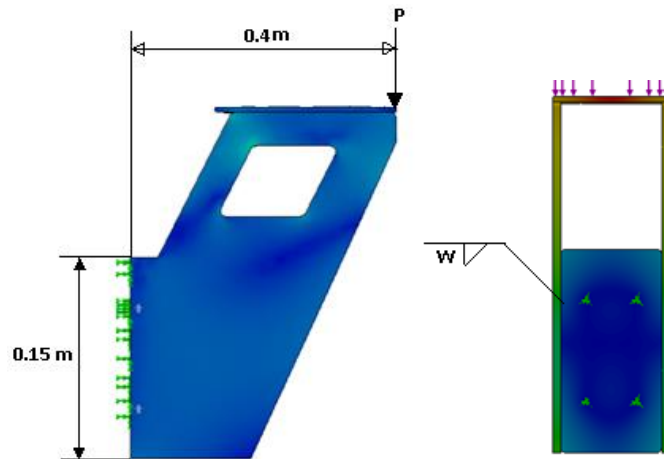


Ilustración 85. Esquema de apoyos frontales. [Autores]

Se procede a determinar el cortante directo en la soldadura producto de la fuerza de 13.7 kN. Para ello se utilizó la fórmula de esfuerzo cortante.

$$\tau' = \frac{P}{A_g}$$

Para determinar el área se lo realizo utilizando la fórmula 36.

$$A_g = 0.707 \cdot W \cdot L_t \quad (36)$$

Donde:

$W =$ es la longitud de cateto

$L_t =$ longitud total de soldadura

Obteniendo un valor de:

$$A_g = 0.707 \cdot W \cdot (300 \text{ mm})$$

$$A_g = 212.1 \cdot W \text{ (mm}^2\text{)}$$

Reemplazando:

$$\tau' = \frac{13.7 \text{ kN}}{212.1 \cdot W \text{ (mm}^2\text{)}} = \frac{64.79 \text{ (MPa)}}{W}$$

Donde el valor obtenido anteriormente actúa sobre los cordones en toda su longitud. Una vez obtenido el cortante directo, se determina el esfuerzo producido por la flexión.

$$\tau'' = \frac{M \cdot C}{I}$$

Para iniciar el cálculo se determinó el centroide de la soldadura para ellos se utilizó la tabla 9-2 del libro de shigley de las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete como se aprecia en la ilustración 86.


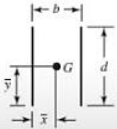
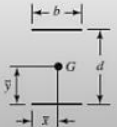
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_U = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_U = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_U = \frac{bd^2}{2}$

Ilustración 86. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete. [Autores]

Se calculo el segundo momento unitario del área obteniendo:

$$I_U = \frac{d^3}{6} = \frac{(150 \text{ mm})^3}{6} = 562500 \text{ mm}^3$$

Debido a que este valor no es el que requerimos procedemos a calcular la inercia de la soldadura.

$$I = 0.707 \cdot W \cdot I_U$$

$$I = 0.707 \cdot W \cdot 562500 \text{ mm}^3$$

$$I = 0.000398 \cdot W$$

Reemplazando los datos obtenemos

$$\tau'' = \frac{(13.7 \text{ kN}) \cdot (0.4) \cdot (0.075)}{0.000398 \cdot W}$$

$$\tau'' = \frac{1.03 \text{ MPa}}{W}$$

Donde

$$\tau_T = \sqrt{\left(\frac{64.79 \text{ (MPa)}}{W}\right)^2 + \left(\frac{1.03 \text{ MPa}}{W}\right)^2}$$

$$\tau_T = \frac{64.79 \text{ (MPa)}}{W}$$

Para el electrodo E70 la tensión de fluencia es de 393 MPa, con este valor se calcula la tensión admisible para corte de filete:

$$\tau_{adm} = 0.6 \cdot \sigma_y$$

$$\tau_{adm} = 0.6 \cdot (393 \text{ MPa}) = 235.8 \text{ MPa}$$

Utilizando los criterios del libro de McCormac para soldadura el factor de seguridad recomendado en corte es de 2.00, obteniendo un esfuerzo de diseño de:

$$\tau_{diseño} = 2 \cdot \frac{64.79 \text{ (MPa)}}{W} = \frac{129.58 \text{ MPa}}{W}$$

Igualando la ecuación y despejando obtenemos

$$W = \frac{129.58 \text{ MPa}}{235.8 \text{ MPa}} = 0.54 \text{ mm}$$

Tomando en cuenta las consideraciones establecidas por el libro de McCormac, para espesores de material entre 6 y 13 mm el tamaño mínimo de la soldadura es de 5 mm, el cual será utilizado para los apoyos frontales.

6.1.6 Subsistema Hidráulico.

Para poder determinar los cilindros hidráulicos necesarios para realizar el plegado de las placas, primero debemos determinar la fuerza de empuje que deben realizar estos, por lo que se plantea la siguiente ecuación 36.

➤ Cálculo de la fuerza de empuje del cilindro hidráulico

Fórmula:

$$F_c = \frac{F_p}{n} \tag{36}$$

Donde:

F_c = Fuerza de empuje del cilindro hidráulico (KN)

F_p = Fuerza necesaria para el plegado de la chapa (KN)

$n =$ Número de cilindros hidráulicos

Remplazando obtenemos

$$F_c = \frac{1568 \text{ kN}}{2} = 784 \text{ kN}$$

➤ **Diámetro mínimo del vástago**

El cilindro hidráulico realiza la mayor fuerza cuando el vástago sale, según la recomendación de diseño la carrera del vástago no debe exceder los 250 mm ya que están sometidos a carga de compresión, para calcular el diámetro requerido lo debemos hacer con la ecuación 37.

$$d_{min_v} = \sqrt{\frac{4000 \cdot F_c}{(\pi \cdot \sigma_{adm})}} \quad (37)$$

d_{min_v} = Diámetro mínimo del vástago (mm)

F_c = Fuerza de empuje del cilindro hidráulico (KN)

σ_{adm} = Esfuerzo admisible del material del vástago (MPa)

El esfuerzo admisible se determina mediante la ecuación 38:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} \quad (38)$$

σ_{adm} : Esfuerzo admisible (MPa)

S_y : Limite de fluencia del material de vástago (MPa)

N : Factor de seguridad por compresión

Remplazando los datos obtenemos el siguiente resultado:

$$\sigma_{adm} = \frac{190 \text{ GPa}}{1.67} = 113.77 \text{ GPa}$$

$$d_{min_v} = \sqrt{\frac{4000 \cdot 784 \text{ kN}}{(\pi \cdot 113.77 \text{ GPa})}}$$

$$d_{min_v} = 93.98 \text{ mm}$$

Teniendo como resultado que se deberá seleccionar un cilindro el cual tenga un diámetro mínimo de vástago de 93.98 mm.

➤ **Selección de cilindro hidráulico**

En base al cálculo anterior realizado se seleccionó mediante catálogo el cilindro que cumpla con las condiciones requeridas, los óptimos son los cilindros hidráulicos marca ENERPAC.

La selección del cilindro se hará en base al diámetro mínimo, a la fuerza de empuje que deberá dar que es de 784 kN, y a la carrera que no deberá ser mayor a los 250 mm en este caso se escogerá una carrera de 200 mm, como se puede observar en la ilustración 87.


Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diám. exterior D (mm)	Diám. interior E (mm)	Diám. del vástago F (mm)	Base a con. de avance H (mm)	Parte sup. a con. tracción I (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente silleta del émbolo K (mm)	Prof. del orif. del émbolo L (mm)	 (kg)	Modelo	* Silleta inclinable opcional		
												Diámetro J1 (mm)	Altura K1 (mm)	Modelo de la silleta
162	212	130	99	70	52	33	50	1	19	17	CLRG-502	50	24	CATG-50
212	312	130	99	70	52	33	50	1	19	20	CLRG-504	50	24	CATG-50
262	412	130	99	70	52	33	50	1	19	23	CLRG-506	50	24	CATG-50
312	512	130	99	70	52	33	50	1	19	27	CLRG-508	50	24	CATG-50
362	612	130	99	70	52	33	50	1	19	31	CLRG-5010	50	24	CATG-50
412	712	130	99	70	52	33	50	1	19	34	CLRG-5012	50	24	CATG-50
179	229	165	130	95	54	48	75	1	19	29	CLRG-1002	73	29	CATG-100
229	329	165	130	95	54	48	75	1	19	34	CLRG-1004	73	29	CATG-100
279	429	165	130	95	54	48	75	1	19	40	CLRG-1006	73	29	CATG-100
329	529	165	130	95	54	48	75	1	19	46	CLRG-1008	73	29	CATG-100
379	629	165	130	95	54	48	75	1	19	52	CLRG-10010	73	29	CATG-100
429	729	165	130	95	54	48	75	1	19	58	CLRG-10012	73	29	CATG-100

Ilustración 87. Catálogos cilindros ENERPAC. [58]

El cilindro hidráulico seleccionado cuenta con las siguientes características.

Modelo CLRG – 1008

Carrera 200 mm

- *Diámetro exterior del cilindro 165mm*
- *Diámetro interior del cilindro 130 mm*
- *Diámetro del vástago 95 mm*
- *Fuerza del cilindro 929 kN*

Dado que los cálculos nos dan a elegir un cilindro de 93.98 mm, siendo que este no es comercial, por lo que se recomienda uno de diámetro de vástago de 95 mm que es el más cercano y si existe bajo catálogo.

➤ **Presión en el cilindro Hidráulico**

Esta presión debe mantenerse constante y se la puede calcular mediante la ecuación 39:

$$P_c = \frac{F_c}{A_{ic}} \cdot 10^3 \quad (39)$$

P_c: Presión del sistema o presión real de trabajo (MPa)

FC : Fuerza de empuje del cilindro hidráulico (kN)

A_{IC} : Área interior del cilindro (mm^2)

Para poder calcular el área interior del cilindro se recomienda hacerlo en función del diámetro interior mediante la ecuación 40 o utilizar los datos del fabricante mediante catálogo.

$$A_{ic} = \frac{\pi \cdot D_{ic}^2}{4} \quad (40)$$

A_{IC} : Área interior del cilindro (mm^2)

D_{ic} : Diámetro interior del cilindro (mm)

Remplazando tenemos:

$$A_{ic} = \frac{\pi \cdot (130 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_{ic} = 13273.23 \text{ mm}^2$$

Reemplazando en la ecuación 23 de Presión del sistema tenemos

$$P_c = \frac{413 \text{ kN}}{0.01327323 \text{ m}^2}$$

$$P_c = 270 \text{ Bar}$$

➤ Presión de aceite del sistema y presión de la bomba

Para la selección de la bomba se trabajará con un factor de servicio de 1.15.

Por lo tanto, se tendrá que:

$$P_b = 270 \text{ bar} * 1.15$$

$$P_b = 311 \text{ bar}$$

➤ Caudal del sistema Hidráulico

Para calcular el caudal que se necesitara en el sistema debemos basarnos en la geometría del cilindro y podemos encontrar este caudal con la ecuación 25.

$$Q_b = 0.06 \cdot U_v \cdot A_{ic} \cdot 10^{-3} \quad (41)$$

Q_b : Caudal máximo de la bomba (Lt/min)

U_v : Velocidad de retroceso del vástago (mm/s)

A_{ic} : Área interior del cilindro (mm^2)

Para la velocidad de trabajo, de retroceso y de bajada nos hemos basado en plegadoras comerciales teniendo los siguientes datos:

- Velocidad de trabajo del punzón: 8.3 mm/s.
- Velocidad de bajada y retroceso del punzón: 120 mm/s.

Remplazando:

Para la velocidad de salida del vástago hemos tomado como referencia la velocidad de otros equipos de plegado cuyas características son similares y tenemos:

$$Q_b = 0.06 \cdot U_v \cdot A_{ic} \cdot 10^{-3}$$
$$Q_b = 0.06 \cdot 120 \frac{mm}{s} \cdot 13273.23 mm^2 \cdot 10^{-3}$$
$$Q_b = 95.56 Lt/min$$

➤ **Pérdidas de presión en el sistema hidráulico**

Para calcular las pérdidas de presión en sistemas hidráulicos se tiene la ecuación 26, que es para el cálculo del número de Reynolds:

$$NR = \frac{V_m \cdot D}{\nu} \quad (42)$$

Donde

NR : Número de Reynolds

V_m : Velocidad media del fluido en la tubería (mm/s)

D : Diámetro de la tubería (mm)

ν : Viscosidad cinemática (mm^2/s)

Remplazando los datos en la ecuación 26 obtenemos el siguiente resultado.

$$NR = \frac{35.1 \frac{mm}{s} \cdot 25.4 mm}{32 mm^2/s}$$
$$NR = 27.86$$

➤ **Pérdida de presión debido a la fricción**

Para realizar el cálculo de la pérdida de presión debido a la fricción se va a utilizar la fórmula de Darcy, ecuación 27.

$$P_f = f \frac{L V m^2}{D 2g} * 10^{-4} \quad (43)$$

P_f: Pérdida de Presión debido a la fricción (Pa)

f: Factor de fricción

L: Longitud total de la tubería (m)

D: Diámetro de la tubería (mm)

V_m: Velocidad media del fluido en la tubería (mm/s)

g: Gravedad (m/s²)

En la ecuación nos hace falta calcular el factor de fricción *f* en este caso de un flujo laminar, para ello ocupamos la ecuación 44.

$$f = \frac{64}{NR} \quad (44)$$

Remplazando tenemos

$$f = \frac{64}{27.86} = 2.29$$

Y remplazando la fórmula general obtenemos el siguiente resultado.

$$P_f = f \frac{L V m^2}{D 2g} * 10^{-4}$$

$$P_f = 2.29 \frac{20 \text{ m} (0.0351 \text{ m/s})^2}{0.0254 \text{ m} 2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$P_f = 0.113226 \text{ Pa}$$

➤ Cálculo por pérdidas de fricción

Se realizará el cálculo de la pérdida de fricción ocasionada por accesorios (codos, juntas), para ello se utilizará la ecuación 29.

$$P_{ac} = K \frac{V_m^2}{2g} * 10^{-7} \quad (45)$$

Donde

P_{ac}: Pérdida de presión en accesorios (Pa)

K : Factor de pérdidas

V_m : Velocidad media del fluido en la tubería (mm/s)

g : Gravedad (m/s^2)

Primero necesitamos encontrar el factor K de pérdidas ocasionadas por accesorios, para ello nos valdremos de la ilustración 88.

Pieza, conexión o dispositivo	K_c
Rejilla de entrada	0.80
Válvula de pie	3.00
Entrada cuadrada	0.50
Entrada abocinada	0.10
Entrada de borda o reentrada	1.00
Ampliación gradual	0.30
Ampliación brusca	0.20
Reducción gradual	0.25
Reducción brusca	0.35
Codo corto de 90°	0.90
Codo corto de 45°	0.40
Codo largo de 90°	0.40
Codo largo de 45°	0.20
Codo largo de 22° 30'	0.10
Tee con flujo en línea recta	0.10
Tee con flujo en ángulo	1.50
Tee con salida bilateral	1.80
Válvula de compuerta abierta	5.00
Válvula de ángulo abierta	5.00
Válvula de globo abierta	10.0
Válvula alfallera	2.00
Válvula de retención	2.50
Boquillas	2.75
Controlador de gasto	2.50
Medidor Venturi	2.50
Confluencia	0.40
Bifurcación	0.10
Pequeña derivación	0.03
Válvula de mariposa abierta	0.24

Ilustración 88. Factores K de perdidas. [Autores]

Contando con el diseño final, se puede determinar el número correcto de accesorios a utilizar.

- $Codos a 90 = 8$
- $Válvulas de compuerta = 2$
- $Entrada de borda o reentrada = 6$
- $T en ángulo = 2$

Remplazando los datos en la ecuación 29 obtenemos el siguiente resultado.

$$P_{ac} = (4(0.9) + 2(5) + 6(1) + 2(1.5)) \frac{(0.0351)^2}{2(9.81)} * 10^{-7}$$

$$P_{ac} = 0.001419 Pa$$

Finalmente sumamos todas las pérdidas y obtenemos:

$$P_p = P_f + P_{ac}$$

$$P_p = 0.001419 Pa + 0.113226 Pa$$

$$P_p = 0.114645 Pa$$

➤ **Presión de la bomba Hidráulica**

Para el cálculo de la presión en la bomba se deberá sumar la presión que existe en los cilindros hidráulicos más la presión de pérdida del sistema, utilizando la ecuación 46.

$$P_B = P_c + P_p \quad (46)$$

Donde

P_B : Presión en la Bomba hidráulica (Pa)

P_c : Presión en el cilindro hidráulico (Pa)

P_p : Presión total de pérdida (Pa)

Reemplazando los datos en la ecuación 30 obtenemos:

$$P_B = 31.1 \text{ MPa} + 0.114645 \text{ MPa}$$

$$P_B = 31.214 \text{ MPa}$$

➤ **Potencia útil en el cilindro hidráulico**

Para el cálculo de la potencia útil en el cilindro hidráulico podemos realizarla con la siguiente ecuación 47:

$$Pot_{util} = F_c * U_v \quad (47)$$

Donde:

Pot_{util} : Potencia en el cilindro hidráulico (W)

F_c : Fuerza de empuje del cilindro hidráulico

U_v : Velocidad de salida de vástago (W)

Reemplazando los valores correspondientes obtenemos el siguiente resultado.

$$Pot_{util} = 784 \text{ kN} * 0.0067$$

$$Pot_{util} = 5\,252 \text{ Watts}$$

➤ **Selección de la bomba Hidráulica.**

Para la selección de la bomba se tomará en cuenta los siguientes parámetros:

- Presión nominal: 270 bar
- Presión máxima de trabajo: 311 bar
- Caudal de: 95.56 Lt/min

En función de los datos se seleccionó una bomba de pistones PVX 464, cuyas características principales son:

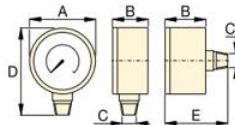
- Caudal 118 l/min
- Presión máx 345 bar

Podemos obtener más información en el anexo 1, donde se encuentran los datos técnicos de la bomba.

➤ **Selección de manómetro**

Es necesario contar con un accesorio que nos enseñe la presión a la cual se está trabajando, para ello se seleccionó un manómetro de la marca ENERPAC cuyas características son. Serie G – GS2517L

- Presión de trabajo 0 – 400 bar
- Montaje inferior acople 1/4”



Tamaño (mm)	Montaje	Dimensiones (mm)				
		A	B	C	D	E
63	Montaje inferior	63	37	1/4" NPTF	84	-
63	Trasero central	63	37	1/4" NPTF	-	63
100	Trasero inferior	100	29	1/4" NPTF	121	-
100	Montaje inferior	100	49	1/2" NPTF	136	-

Serie de manómetro	Presión		Modelo				Graduación mayor		Graduación menor		Graduación mayor		Graduación menor		
			ø 63 1/4" NPTF Montaje inferior	ø 63 1/4" NPTF Trasero central	ø 100 1/4" NPTF Montaje inferior	ø 100 1/2" NPTF Montaje inferior	bar		psi		psi		psi		
	(bar)	(psi)	Precisión: ± 1,5 %		Precisión: ± 1,0 %		ø 63	ø 100	ø 63	ø 100	ø 63	ø 100	ø 63	ø 100	
Serie G	0-7	0-100	G2509L	-	-	-	1	-	0,01	-	10	-	2	-	
	0-11	0-160	G2510L	-	-	-	1	-	0,02	-	10	-	2	-	
	0-14	0-200	G2511L	-	-	-	1	-	0,02	-	50	-	5	-	
	0-20	0-300	G2512L	-	-	-	5	-	0,50	-	50	-	5	-	
	0-40	0-600	G2513L	-	-	-	10	-	1	-	100	-	10	-	
	0-70	0-1.000	G2514L	G2531R	-	-	10	-	1	-	100	-	20	-	
	0-140	0-2.000	G2515L	-	-	-	10	-	5	-	500	-	50	-	
	0-200	0-3.000	G2516L	-	-	-	50	-	5	-	500	-	50	-	
		0-400	0-6.000	G2517L	G2534R	-	-	100	-	10	-	1000	-	100	-
		0-700	0-10.000	G2535L	G2537R	G4088L	G4039L	100	100	10	10	2000	1000	200	100
	0-1000	0-15.000	G2536L	G2538R	G4089L	G4040L	100	100	20	20	3000	3000	200	200	
Serie H	0-700	0-10.000	-	-	H4049L	H4071L	-	100	-	10	-	1000	-	100	

Ilustración 89. ENERPAC- manómetros.[59]

➤ **Selección de manguera hidráulica**

Es indispensable contar con las mangueras hidráulicas apropiadas para las altas presiones a las cuales se trabajará, para ello se ha hecho la selección de mangueras Gates - Megatech serie 1000 que cuentan con las siguientes características.

Serie 10MEGATECH1000XCL15

- Diámetro interno 50 mm
- Diámetro exterior 57.6 mm
- Presión mínima de trabajo 275 bar

- Presión máxima de trabajo 483 bar
- Longitud 6.1 m
- Rango de temperatura -40/150 °C

➤ **Esquema del control hidráulico.**

Luego de haber realizado los cálculos del caudal, la fuerza, presión y selección de a geometría del cilindro hidráulico como de la bomba, es necesario realizar una simulación y esquema hidráulico de la máquina como podemos observar en la ilustración 90.

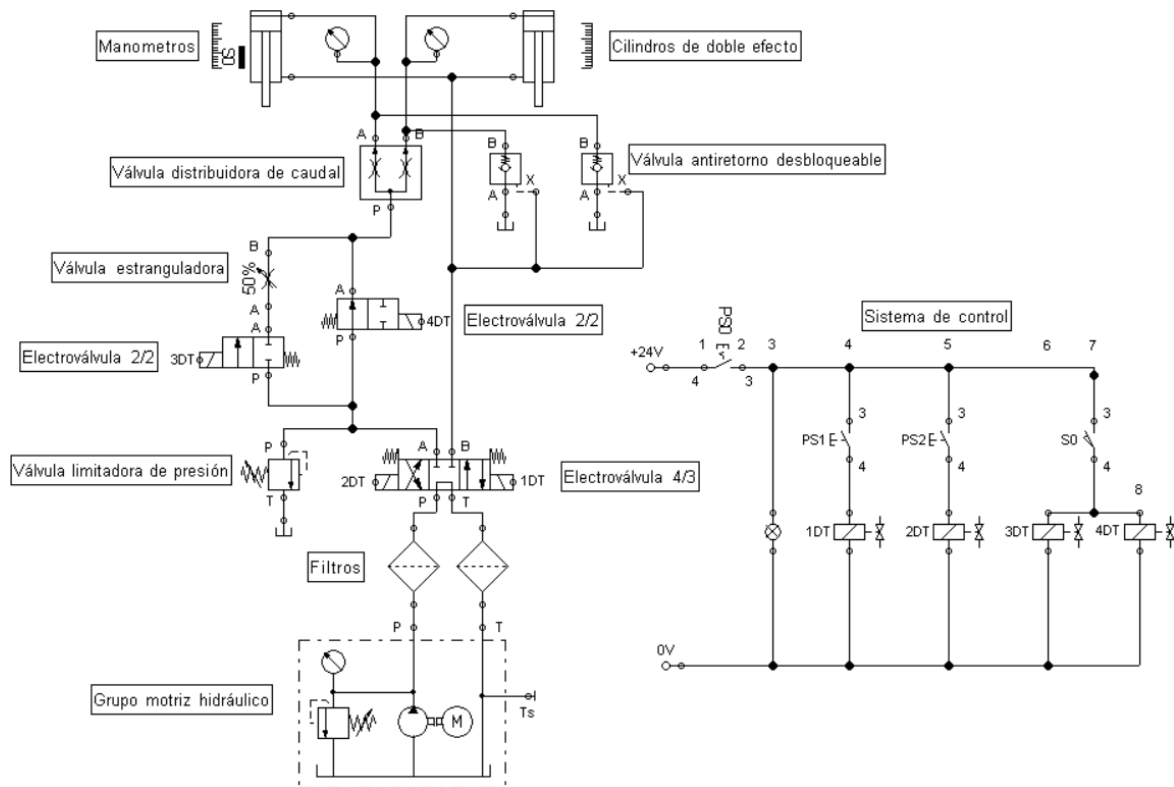


Ilustración 90. Esquema hidráulico máquina plegadora. [Autores]

Como se puede observar en la ilustración 90, el sistema constará de un depósito de aceite el cual debe ser capaz de abastecer de forma constante a los cilindros hidráulicos mediante una bomba hidráulica la cual estará siendo accionada por un motor eléctrico, tanto a la salida del depósito como al retorno se colocará un filtro el cual evita el ingreso de impurezas al sistema, presionando el pedal PS1 el fluido avanza desde la salida del filtro hasta la electroválvula 4/3 que direcciona el fluido para hacer que el vástago ingrese y salga del cilindro hidráulico, el fluido pasa por una electroválvula 2/2 y se dirige hacia una válvula distribuidora de caudal que asegura la misma cantidad de fluido en los cilindros, el cilindro inicia la carrera a una velocidad constante de 120 mm/s una vez el

cilindro a alcanzado una distancia cercana a la placa se presiona un fin carrera s0 el cual activa los solenoides de las válvulas 3DT y 4DT haciendo que a velocidad de descenso de los cilindros se reduzca a 8.3 mm/s por efecto de la válvula estranguladora, una vez realizado de pliegue los cilindros retornan a su posición inicial presionando el pedal PS2, permaneciendo en esa posición hasta repetir otro pliegue.

➤ **Selección de electroválvulas.**

Las electroválvulas seleccionadas serán de la marca Cetop y Festo cuyas prestaciones son; excelente control de potencia hidráulica, construcción de alta resistencia, alta presión, bobinas extraíbles las hacen ideales para el trabajo, como se puede ver en sus características.

Electroválvula Cetop centro tándem.



Ilustración 91. Electroválvula 4/3 CETOP. [60]

- Accionamiento por bobina de conmutación.
- Máxima presión de trabajo 32 MPa
- Máximo flujo 120 l/min
- Temperatura de trabajo -20 a 80 °C
- Viscosidad 10 a 800 mm/s
- Tensión 24 V DC
- Potencia 6.5 W

Electroválvula Festo 2/2 vías, con leva, transformable.



Ilustración 92. Electroválvula 2/2 Festo. [61]

- Accionamiento por bobina de conmutación.

- Máxima presión de trabajo 32 MPa
- Máximo flujo 120 l/min
- Temperatura de trabajo -20 a 80 °C
- Viscosidad 10 a 800 mm/s
- Tensión 24 V DC
- Potencia 6.5 W

Válvula limitadora de presión

La seguridad en el sistema hidráulico es primordial, para ello la válvula limitadora de presión es la encargada de evitar que se sobrepase la presión máxima permitida del sistema, para este trabajo se seleccionó una válvula Hydac cuyas características son:



Ilustración 93. Válvula limitadora de presión. [62]

- Tamaño 10
- Presión máxima 420 bar
- Caudal máximo 120 l/min
- Presión regulable hasta 345 bar
- Trabaja con FH102

Válvula estranguladora

Para limitar el flujo de aceite y reducir la velocidad de salida del vástago se empleará una válvula estranguladora cuyas características son:

Válvula estranguladora Rexroth FG16C30

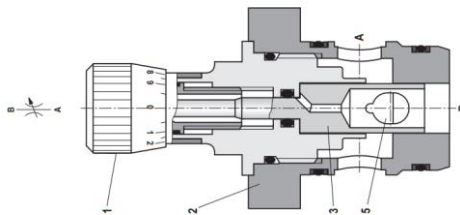


Ilustración 94. Válvula estranguladora. [63]

- Tamaño nominal 16

- Serie 2x
- Presión de servicio máxima 315 bar
- Caudal máximo 200 l/min
- Rango de temperatura -30 hasta 80 °C

Válvula Divisor de caudal o distribuidora de caudal.

Equipo indispensable para asegurar un caudal uniforme con una relación de división fija, permitiendo de esta manera una salida de vástago igual en los cilindros hidráulicos. Las características son:



Ilustración 95. Válvula divisora de caudal. [64]

- Divisor de caudal tipo TQ
- Válvula de montaje sobre placa
- Presión máxima 350 bar
- Caudal máximo 200 l/min

Válvula antirretorno con desbloqueo hidráulico

Es necesario incorporar válvulas antirretorno desbloqueables para facilitar la salida del aceite de forma rápida hacia el tanque una vez terminado el proceso de plegado, las características de la válvula son:



Ilustración 96. Válvula antirretorno. [65]

- válvula del tipo RH
- Presión hasta 500 bar
- Descarga previa para comunicación suave.
- Caudal máximo hasta 140 l/min

6.1.7 Subsistema eléctrico

➤ Potencia eléctrica

Esta es la potencia absorbida de la red por el motor que acciona la bomba hidráulica, y la podemos determinar con diversos instrumentos. En la ilustración 97 podemos observar el flujo de energía de la máquina hidráulica.

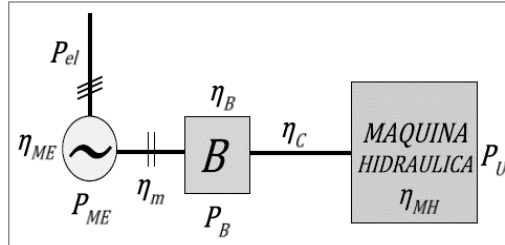


Ilustración 97. Flujo de energía de la máquina hidráulica. [2]

Podemos calcular la potencia eléctrica consumida por una máquina hidráulica con la ecuación 48:

$$P_{el} = P_u * \eta_{MH} * \eta_c * \eta_B * \eta_m * \eta_{ME} \quad (48)$$

Donde

P_{el} : Potencia eléctrica (KW)

P_u : Potencia útil (KW)

η_{MH} : Rendimiento de la máquina hidráulica (0.9 – 0.95)

η_c : Rendimiento del sistema hidráulico (0.8 – 0.85)

η_B : Rendimiento mecánico de la bomba hidráulica

η_m : Rendimiento del acople o transmisión de potencia

η_{ME} : Rendimiento mecánico del motor eléctrico

Cálculo del rendimiento del acople directo del motor y la bomba.

$$\eta_m = \frac{0.1047 * k * p1}{p1} * 100$$

$p1$ = Potencia consumida de la línea de suministro.

Cálculo del rendimiento mecánico de la bomba hidráulica.

$$\eta_B = \frac{Ph}{0.1047 * k * p1} * 100$$

Ph : Potencia hidraulica util (kW)

$$P_h = \frac{y \cdot H \cdot Q}{1000}$$

y: peso específico del fluido a la temperatura de bombeo.

H: Carga manométrica de bombeo (m) de columna de agua

Q: Caudal del bombeo

Reemplazando tenemos

$$P_{el} = 5.2 \text{ kW} * 0.90 * 0.80 * 0.60 * 0.90 * 0.80$$

$$P_{el} = 1.62 \text{ kW}$$

➤ **Cálculo de la potencia mecánica**

Para calcular la potencia mecánica para accionar la bomba se considerará un rendimiento mecánico de 90% (η) la potencia mecánica para el accionamiento de la bomba se la puede calcular con la ecuación 49.

$$\text{Potencia mecánica} = \frac{\text{Potencia cilindro}}{\eta} \quad (49)$$

Reemplazando los datos ya calculados anteriormente obtenemos

$$\text{Potencia mecánica} = \frac{5.252 \text{ KW}}{0.9} = 5.835 \text{ KW}$$

➤ **Selección del motor eléctrico:**

Para determinar la potencia del motor se va a considerar como factor de seguridad (factor de servicio) el valor de 1.15 y se calcula con la ecuación 35:

$$\text{Potencia motor} = \text{Potencia Mecánica} * F.s. \quad (50)$$

$$\text{Potencia motor} = 5.835 \text{ kW} * 1.15$$

$$\text{Potencia motor} = 6.74 \text{ kW} \approx 7 \text{ kW}$$

En función de los datos obtenidos se procede a seleccionar el motor óptimo para el trabajo, en el anexo 4 podemos observar el motor seleccionado, a continuación, se presentarán las principales características:

- Modelo: W21 IE1 7.5 kW 4P
- Potencia Nominal: 7.5 kW (10 HP)
- RPM: 1500

- Peso: 311 lb
- Numero de polos: 4
- Corriente nominal: 11.6 A

6.2 Análisis económico

Luego de haber realizado los respectivos cálculos, corroborando mediante software y detallado los accesorios y equipos a utilizar se plantea detalladamente el presupuesto requerido por industrias DANPAG para la fabricación de una plegadora hidráulica semiautomática.

Tabla 18. Análisis técnico Financiero. [Autores]

PROYECTO: DISEÑO DE UNA PLEGADORA HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA PARA LÁMINAS DE ACERO ESTRUCTURAL NAVAL A-131 HASTA 8 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA INDUSTRIAS DANPAG DE LA CIUDAD DE CAÑAR.						
NOMBRE DEL OFERENTE:		Nivicela-Peñarreta				
PROYECTO: DISEÑO DE UNA PLEGADORA HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA PARA LÁMINAS DE ACERO ESTRUCTURAL NAVAL A-131 HASTA 8 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA INDUSTRIAS DANPAG DE LA CIUDAD DE CAÑAR.						
ITEM:		1				
DESCRIPCIÓN:		Subsistema Utillajes				
UNIDAD:		U				
EQUIPO Y HERRAMIENTA						
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U	C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta menor (Taladro, brocas, etc.)	3%MO				16,75	
Prensa	1	2,00	0,1		0,20	
Rectificadora	1	28,00	12		336,00	
Soldadora	2	15,00	2		60,00	
Amoladora	1	5,00	3		15,00	
Plasma para corte	1	13,00	4		52,00	
PARCIAL M					479,95	
MATERIALES						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U		COSTO TOTAL C=A*B	
Barra cuadrada AISI 1045 150X150	kg	235,00	2,3		540,50	
Plancha de acero AISI 1045 1500X300X70	U	2,00	2699,235		5398,47	
Plancha de acero AISI 1045 1500X300X35	U	2,00	2051,42		4102,84	
Plancha de acero A36 1500x300x40	U	1,00	1842,32		1842,32	
PARCIAL N					11884,13	
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA	C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Camión Machala- Cuenca	u	1	95,00	1		95,00
PARCIAL O					95,00	

MANO DE OBRA				
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	2	1,73	120	415,06
INGENIERO MECÁNICO	2	3,58	20	143,20
TOTAL, COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)				13017,33
INDIRECTOS Y UTILIDAD			20,00%	2603,47
COSTO TOTAL DEL RUBRO				
VALOR PROPUESTO				15620,80

El valor obtenido para la fabricación del subsistema 1, correspondiente es de 15620,80, se procederá a calcular el valor el subsistema 2, correspondiente a la estructura.

ÍTEM:	2				
DESCRIPCIÓN:		<i>Subsistema estructura</i>			
UNIDAD:	U				
EQUIPO Y HERRAMIENTA					
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C	
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc.)	3%MO				15,92
Prensa	1	2,00	0,1		0,20
Soldadora	2	15,00	6		180,00
Amoladora	1	5,00	3		15,00
Plasma para corte	1	13,00	6		78,00
			PARCIAL M		289,12
MATERIALES					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B	
Plancha de acero ASTM A36 1500x300x50	u	2,00	2699,235		5398,47
Barra redonda de acero SAE 1080 D250	kg	212,00	2,3		487,60
Placa de acero A36 1220x2440x3 mm	u	2,00	161,95		323,90
Placa de acero A36 1220x2440x20 mm	u	1,00	1547,32		1547,32
Placa de acero A36 1220x2440x12 mm	u	1,00	647,82		647,82
Suelda	u	1,00	35		35,00
Tuvo Inoxidable D1/2	u	2,00	32		64,00
Malla metálica	u	8,00	5,35		42,80
Pintura	u	3,00	18,22		54,66
			PARCIAL N		8601,57
TRANSPORTE					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Camión Machala- Cuenca	u	1	95,00	1	95,00

				PARCIAL O	95,00
MANO DE OBRA					
DESCRIPCIÓN		CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA		2	1,73	112	387,39
INGENIERO MECÁNICO		2	3,58	20	143,20
				PARCIAL P	530,59
TOTAL, COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)					9516,27
INDIRECTOS Y UTILIDAD				20,00%	1903,25
COSTO TOTAL DEL RUBRO					
VALOR PROPUESTO					11419,53

El valor obtenido para la fabricación del subsistema 2, correspondiente es de 11419,53, se procederá a calcular el valor el subsistema 3 que es el subsistema Hidráulico.

ITEM:	3				
DESCRIPCIÓN:		<i>Subsistema hidráulico</i>			
UNIDAD:	u				
EQUIPO Y HERRAMIENTA					
DESCRIPCIÓN		CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc.)		3% MO			11,14
Prensa		1	2,00	0,1	0,20
Soldadora		2	15,00	2	60,00
Amoladora		1	5,00	3	15,00
Plasma para corte		1	13,00	6	78,00
				PARCIAL M	164,34
MATERIALES					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U		COSTO TOTAL C=A*B
Cilindros Hidráulicos de gran tonelaje	u	2,00	1152,22		2304,44
Bomba hidráulica	u	1,00	1380		1380,00
Motor eléctrico 20 HP	u	1,00	2400		2400,00
Pedal de control	u	2,00	30		60,00
Manómetro	u	4,00	30		120,00
electroválvula Hidráulica	u	2,00	90		180,00
Manguera Hidráulica SAE R2	u	20,00	4,39		87,80
Accesorios Hidráulicos	u	1,00	300		300,00
				PARCIAL N	6832,24
TRANSPORTE					

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA	C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Camión Guayaquil- Cuenca	u	1	150,00	1		150,00
PARCIAL O						150,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN		CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U		COSTO TOTAL D=A*B*C
Técnico Instalador de sistemas Hidráulico		2	1,90	60		228,00
INGENIERO MECÁNICO		2	3,58	20		143,20
PARCIAL P						371,20
TOTAL, COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)						7517,78
INDIRECTOS Y UTILIDAD				20,00%		1503,56
COSTO TOTAL DEL RUBRO						
VALOR PROPUESTO						9021,33

El valor obtenido para la fabricación del subsistema 3, correspondiente es de 9021,33, se procederá a calcular el valor el subsistema 4, correspondiente al subsistema eléctrico.

ITEM:	4					
DESCRIPCIÓN:	<i>Subsistema eléctrico</i>					
UNIDAD:	u					
EQUIPO Y HERRAMIENTA						
DESCRIPCIÓN		CANTIDAD A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO HORAS/U	C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc.)		3%MO				4,63
PARCIAL M						4,63
MATERIALES						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U			COSTO TOTAL C=A*B
Tablero de control	u	1,00	630			630,00
Cableado	u	1,00	400			400,00
Logo Plc Modulo 8.3 115-240 /12-24v	u	1,00	178,25			178,25
PARCIAL N						1208,25
TRANSPORTE						
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA	C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Cuenca	u	1	30,00	1		30,00
PARCIAL O						30,00
MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN		CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO HORAS/U		COSTO TOTAL D=A*B*C
Ingeniero Electrónico		1	1,93	80		154,40

	PARCIAL P	154,40
TOTAL, COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)		1397,28
INDIRECTOS Y UTILIDAD	20,00%	279,46
COSTO TOTAL DEL RUBRO		
VALOR PROPUESTO		1676,74

Finalmente obtenemos calculamos el valor de la adecuación del equipo a la empresa:

ÍTEM:	5			
DESCRIPCIÓN:		Adecuación del Equipo		
UNIDAD:	u			
MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Traslado de plegadora	u	1,00	430	430,00
Puesta en marcha de plegadora	u	1,00	170	170,00
Montaje del equipo	u	1,00	225	225,00
			PARCIAL N	825,00
TOTAL, COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)				825,00
INDIRECTOS Y UTILIDAD			20,00%	165,00
COSTO TOTAL DEL RUBRO				
VALOR PROPUESTO				990,00

Una vez obtenidos todos los valores necesarios procedemos a sumarlos para obtener el costo de fabricación de la plegadora Hidráulica.

Tabla 19. Análisis de costos totales. [Autores]

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES					
PROYECTO: DISEÑO DE UNA PLEGADORA HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA PARA LÁMINAS DE ACERO ESTRUCTURAL NAVAL A-131 HASTA 8 MM DE ESPESOR PARA LA EMPRESA INDUSTRIAS DANPAG DE LA CIUDAD DE CAÑAR.					
N°	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Subsistema Utillajes	u	1	15620,80	15620,80
2	Subsistema estructura	u	1	11419,53	11419,53
3	Subsistema hidráulico	u	1	9021,33	9021,33
4	Subsistema eléctrico	u	1	1676,74	1676,74
5	Adecuación del Equipo	u	1	990,00	990,00
				TOTAL	38728,40

7. CONCLUSIONES

El diseño de una maquina plegadora hidráulica para laminas metálicas para la empresa industrias DANPAG partió de parámetros iniciales bajo los requerimientos de la empresa y con la implementación de software de diseño en el estudio se genero un prototipo virtual que puede ser modificado incurrir en gastos de recursos.

Generándose una plegadora hidráulica semi automática cuyas dimensiones son 3200 mm de ancho, 2240 mm de largo y 2700 mm de alto. En la cual se implementaron 3 diferentes tipos de acero como son el SAE 1020, ASTM A36 Y SAE 1045, estos según los requerimientos en función del factor de utilidad de cada elemento.

Para la estructura de la máquina se obtuvo como resultado un acero SAE 1045 por su factor de utilidad de 0.74 superior al de los otros aceros y cuyo esfuerzo máximo fue de 235 MPa, luego de realizar varias iteraciones se determinaron los espesores óptimos para el análisis, como caso puntual en la estructura se verificó que el espesor ideal es el de 60 mm, sin embargo, bajo nuestro criterio de diseño optamos por el espesor de 50 mm con la finalidad de reforzar únicamente los puntos críticos de deformación máxima, estando estos ubicados en la parte central de la máquina teniendo una deformación de 2.44 mm cuando el punzón ha terminado el proceso de plegado, sin verse afectado el equipo.

Para la mordaza superior e inferior se optó por implementar un acero ASTM A36 esto debido a que no existirían rozamientos en estas piezas sin ser necesario un acero con alta resistencia al desgaste, obteniendo como resultado luego de realizar los cálculos pertinentes y corroborándolos con las simulaciones un espesor de 75 y 78 mm respectivamente, resultando estas piezas optimizadas ya que su factor de utilidad es de 95 y 92 por ciento. Ambas piezas una vez que se ha aplicado la máxima fuerza necesaria para el plegado sufren una deformación de 0.217 y 0.312 mm respectivamente, siendo estos valores pequeños ya que no afectan en ninguna parte del proceso de plegado.

Para el caso puntual del punzón de plegado y de la matriz se requieren aceros con una alta resistencia al desgaste ya que estos se encontraran en constante rozamiento con las laminas a plegar, siendo el acero óptimo para su construcción el SAE 1045 dando como resultado un Factor de utilidad de 0.243 y 0.643 respectivamente, para el caso del punzón de plegado se obtuvo un espesor de 8.8 mm como mínimo en función de su esfuerzo, y basándonos en punzones comerciales se diseño uno cuyo espesor de pared es de 40 mm, razón por la que se aprecia un factor de utilidad inferior al 50 por ciento. Para el caso de la matriz de plegado se obtuvo un espesor 116 mm entre caras, en cada una de estas se encontrara una abertura diseñada específicamente para las laminas que más utiliza la empresa que son de 3, 4, 6 y 8 mm sin ser necesario realizar más matrices de plegado, evitándose de esta manera aumentar los costos por adquisición de diferentes matrices, se obtuvo como resultado una deformación de 0.018 mm y 0.068 mm respectivamente estas solo se ven únicamente cuando el punzón ha llegado al fondo de la matriz y la lamina ya se encuentra plegada, siendo estas deformaciones bajas debido a que no afectan en ninguna parte del proceso de plegado. Además, se recomendó para estos elementos un tratamiento térmico de temple y revenido, aumentando su resistencia al desgaste y dureza

pasando de 37 HRC en dureza Rockwell C de suministro según catálogo de Iván Bohman a 60 HRC aproximadamente

Para el caso de la barra de torsión se realizó los cálculos utilizando una barra sólida y otra perforada, notándose resultados similares, optando por la selección de la barra perforada disminuyendo el peso, se tiene una barra de torsión de 85 mm de diámetro exterior y 45 mm de diámetro interior, cuyo factor de utilidad es de 88 por ciento, un esfuerzo máximo de 285 MPa y una deformación máxima de 0.637 mm esto una vez que se ha realizado el plegado, sin verse afectada la maquina ni el dobles.

8. RECOMENDACIONES

- Verificar al momento de adquisición de los materiales en la etapa de construcción, sean los recomendados en este estudio, ya que los resultados obtenidos están basados tanto en los espesores, como en las características mecánicas de los distintos materiales.
- Si desea plegar planchas con mayor resistencia mecánica de 490 MPa se debe recalcular la fuerza máxima de plegado, según el espesor de la plancha.
- Para mejorar la precisión en la línea de plegado se recomienda instalar topes regulables en el interior de la plegadora, accionados por un motor eléctrico y controlados según el desarrollo de la línea neutra de una pieza plegada.

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. Á. Mercado, «Todo lo que se debe saber sobre las prensas plegadora». José Ángel Mercado, S.A. Accedido: 13 de abril de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.joseangelmercado.com/blog/lo-saber-las-prensas-plegadoras/>.
- [2] J. N. Laguna Avila, «DISEÑO DE UNA PLEGADORA HIDRÁULICA PARA PLANCHAS DE ACERO DE HASTA 12,7 mm DE ESPESOR PARA LA EMPRESA METAL SUR DEL PERÚ E.I.R.L.», Tesis de grado, Universidad César Vallejo, Trujillo - Perú, 2017. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/23053/laguna_aj.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [3] E. Yever Marco, «DISEÑO Y DESARROLLO MECÁNICO DE UNA PLEGADORA INDUSTRIAL», Tesis de grado en Ingeniería Mecánica, Universitat Jaume I, España, 2017. Accedido: 22 de mayo de 2021. [En línea]. Disponible en: <http://repositori.uji.es/xmlui/handle/10234/167329>
- [4] J. D. M. Martínez y C. C. V. Moreno, «DISEÑO DE UNA MÁQUINA CIZALLADORA Y DOBLADORA DE LÁMINAS METÁLICAS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO», Proyecto Integral de grado, FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA, Fac. Ingenierías, Bogotá D.C., 2019. Accedido: 15 de mayo de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/7321/1/4131609-2019-1-IM.pdf>

- [5] «INDUSTRIAS DANPAG», *Páginas Amarillas*. <https://www.paginas-amarillas.com.ec/empresas/industrias-danpag/canar-33610458?ad=52333112/> (accedido 25 de julio de 2021).
- [6] «Vehículos matriculados en el Ecuador por provincia». https://especiales.elcomercio.com/2017/12/graficos/11_matriculacion_vehiculos/ (accedido 25 de julio de 2021).
- [7] F. P. Beer, E. Russell Johnston, J. T. DeWolf, y D. F. Mazurek, *Mecánica de Materiales*, Sexta edición. Editorial Mc Graw Hill Education, 1982. [En línea]. Disponible en: <https://leopoldoriverahidalgoa01167627.weebly.com/bibliografiacutea.html>
- [8] P. Molera solá, *Conformación metálica*. Barcelona: Marcombo, 2009. [En línea]. Disponible en: <https://bibliotecas.ups.edu.ec:3488/es/ereader/bibliotecaups/45870?page=10>
- [9] S. I. M. Gómez, «DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA HIDRÁULICA PARA TUBO RECTANGULAR DE 100X50 MILÍMETROS DE ESPESOR MÁXIMO 4 MILÍMETROS.», Trabajo de titulación, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, Quito, 2020. Accedido: 22 de mayo de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/18550/1/UPS%20-%20ST004481.pdf>
- [10] «Conformado de metales protocolo curso de materiales», Escuela Colombiana de ingeniería, Bogotá, Cundinamarca, 2008. [En línea]. Disponible en: https://escuelaing.s3.amazonaws.com/staging/documents/1578_conformado.pdf?AWSAccessKeyId=AKIAWFY3NGTFBJGCIWME&Signature=xEbKsGObJICyrM26tJRZ3WbEAo%3D&Expires=1622927150
- [11] J. L. Enríquez Berciano, E. Tremps Guerra, S. Elío de Bengy, y D. Fernández Segovia, «LAMINACIÓN», Monografías sobre Tecnología del Acero, Madrid, 2010. Accedido: 23 de mayo de 2021. [En línea]. Disponible en: http://oa.upm.es/2074/1/LAMINACION2_MONO_2010.pdf
- [12] D. R. Sandoval y K. O. Caiza, «Análisis y simulación del comportamiento mecánico en el proceso de embutido para una lámina de aluminio ASTM A1200 de espesor de 0,5 mm», Trabajo de grado, Universidad Politécnica salesiana sede Quito, Quito, Ecuador, 2017. Accedido: 4 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13626/3/UPS-KT00430.pdf>
- [13] S. M. Aguayo Silva, «El conformado en frío por embutición en la industria conservera», Seminario de Título, Universidad del BÍO-BÍO, Facultad de Ingeniería., Concepción, 2014. Accedido: 4 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: http://repopib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/1459/1/Aguayo_Silva_Sergio_Manuel.pdf
- [14] D. R. SANDOVAL FIGUEROA y K. O. CAIZA HIDALGO, «ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO EN EL PROCESO DE EMBUTIDO PARA UNA LÁMINA DE ALUMINIO ASTM A 1200 DE ESPESOR DE 0,5 MM.», Trabajo de Titulación, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, Quito, Ecuador, 2017. Accedido: 4 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13626/3/UPS-KT00430.pdf>
- [15] G. Buitrón y R. Alonso, «Diseño del proceso de conformado de un piso con habitáculo de llanta de emergencia de un vehículo compacto, utilizando elementos finitos para predecir el comportamiento de la chapa metálica», Proyecto previo a la

- obtención del título de Magister, Escuela Politécnica Nacional, Quito, 2017. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9255/3/CD-6121.pdf>
- [16] J. S. YÉPEZ LÓPEZ, «ANÁLISIS Y MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE CORTE DE CHAPA METÁLICA EN MATRICERÍA CON PRENSAS MECÁNICAS MEDIANTE SIMULACIÓN EN SOFTWARE ANSYS.», Trabajo de titulación, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, Quito, Ecuador, 2017. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/14946/4/UPS-KT01446.pdf>
- [17] D. A. Murillo, «Diseño y construcción de un conjunto de matrices de punzonado, marcado y multicorte para la producción de piezas de una pala excavadora en un proceso continuo automático», Tesis de grado, Universidad Politécnica salesiana, Quito, Ecuador, 2012.
- [18] A. López Martínez y J. López Martínez, «COMPLEMENTOS TEÓRICO-PRÁCTICOS», UNIVERSIDAD DE ALMERÍA, Almería, 2015. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: https://w3.ual.es/~alm212/documentos/MANUAL_F.BASICA.pdf
- [19] Centro de Servicios, «Instructivo Plegado». Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.wesco.com.co/userfiles/file/instructivo-plegado-acero-csw.pdf>
- [20] M. L. García Romeu, «Contribución al estudio del proceso de doblado al aire de chapa. Modelo de predicción del ángulo de recuperación y del radio de doblado final. Modelo de predicción del ángulo de recuperación y del radio de doblado final», Tesis Ph. D., Universidad De Girona, España, 2005. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://fdocuments.ec/document/contribucion-al-estudio-del-proceso-de-doblado-al-aire-de-chapa-.html>
- [21] E. V. Gómez, «Estudio de la recuperación elástica en el doblado de chapa asistido por pulsos de alta densidad de corriente», Tesis de grado, Universidad Politécnica de Catalunya, Barcelona, España, 2013. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/41811199.pdf>
- [22] E. S. Rosero, «Diseño construcción e implementación de un sistema automatizado para el proceso de cortado y doblado de chapa metálica», Tesis grado, Universidad Tecnológica Equinoccial, Quito, Ecuador, 2016. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: http://repositorio.ute.edu.ec/bitstream/123456789/14647/1/68188_1.pdf
- [23] A. M. M. Mejía, «DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA DOBLADORA DE TUBERÍA REDONDA», Trabajo de grado, UNIVERSIDAD EAFIT, ESCUELA DE INGENIERÍA, Medellín, 2009. Accedido: 5 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/47245013.pdf>
- [24] M. C. GRANADOS LINO, y P. RODRÍGUEZ GALARZA, «MÁQUINA PLEGADORA MANUAL DE PLANCHAS», Proyecto de innovación y/o mejora en los procesos de producción o servicio en la empresa, SERVICIO NACIONAL DE ADIESTRAMIENTO EN TRABAJO INDUSTRIAL, HUANCAYO – PERÚ, 2016. Accedido: 17 de noviembre de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://toaz.info/doc-viewer>
- [25] E. Yeves Marco, «Diseño y desarrollo mecánico de una plegadora industrial», Tesis de grado, Universidad Jaime I, Castello, España, 2010. Accedido: 6 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/84137618.pdf>

- [26] L. RÍOS, «PLAN DE MANTENIMIENTO PARA EL ÁREA DE METALMECÁNICA PREPARACIÓN DE MATERIALES», Tesis de grado en Ingeniería Mecánica, PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO, Chile, 2019.
- [27] A. Paucar y D. Tivadeneira, «DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA PERFILADORA DE RODILLOS DE CUATRO ESTACIONES PARA CANALETAS DE AGUA LLUVIA CON LAMINAS DE ACERO GALVANIZADA DE 0.7 MM DE ESPESOR Y 200 MM DE ANCHO», Tesis, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE, QUITO, Quito, Ecuador, 2020. Accedido: 18 de noviembre de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://docplayer.es/188219170-Universidad-politecnica-salesiana-sede-quito.html>
- [28] C. E. Chávez, «Diseño y construcción de una máquina hidráulica para doblar tubería redonda de acero al carbono de tres y cuatro pulgadas cédula 40 con ángulos de 0 a 90°», Proyecto técnico, Universidad Técnica de Ambato, Ambato, Ecuador, 2016. Accedido: 6 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/24437/1/Tesis%20I.M.%20356%20-%20Ch%C3%A1vez%20Bonito%20Carlos%20Efra%C3%ADn.pdf>
- [29] «Plegadora hidráulica MP1500CNC», *Prada Nargesa*. <https://www.nargesa.com/es/maquinaria-industrial/plegadora-hidraulica-mp1500cnc> (accedido 18 de noviembre de 2021).
- [30] J. B. VALADEZ RIVERA, «DESARROLLO DE FORMULACIONES PARA EL DISEÑO DE PUNZONES ESCALONADOS POR MÉTODOS ENERGÉTICOS», Tesis de grado, INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY, MONTERREY, 2011. Accedido: 14 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: https://repositorio.tec.mx/bitstream/handle/11285/570712/DocsTec_11682.pdf?sequence=11
- [31] M. Ferreiro López, «DISEÑO DE UNA MATRIZ PROGRESIVA PARA CHAPA», Tesis de grado, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, 2011. Accedido: 14 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/12726/Annexos.pdf>
- [32] L. Nivicela, C. Peñarreta, y J. Calle, «Análisis de componentes críticos de una plegadora hidráulica con elementos finitos», 2022, vol. 19, n.º 1, p. 10.
- [33] HACO, «PRENSAS PLEGADORAS HIDRÁULICAS», 14 de junio de 2022. Accedido: 14 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <http://www.esma-lda.pt/home/gestor/uploads/pdf/PPM.pdf>
- [34] J. R. Pérez Pupo y M. N. Navarro Ojeda, *Oleohidráulica*, Instituto de Investigaciones., vol. 1, 3 vols. Dirección de Publicaciones científicas, Riobamba: La Caracola Editores, 2020. Accedido: 15 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <http://cimogsys.esPOCH.edu.ec/direccion-publicaciones/public/docs/books/2020-10-15-201036-Oleohidr%C3%A1ulica%201%20final.pdf>
- [35] E. F. Idrovo Castro, «Diseño y construcción de una dobladora oleo-hidráulica de tubos circulares de hasta 50 mm de diámetro exterior», Tesis de grado, Universidad del Azuay, Cuenca, 2015. Accedido: 15 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/5355/1/11716.pdf>
- [36] «Componentes de plegadora Hidráulica, Plegadora Hidráulica PH1060, Logan, West Palm Beach, EE. UU.» Accedido: 7 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <http://www.loganmachinery.com/mp1060.pdf>
- [37] E. MANOBANDA y D. PAREDES, «DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS DE DOBLE EFECTO CON

- PRESIÓN HASTA 3000 PSI», Tesis de grado, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, SEDE QUITO, Quito, Ecuador, 2012. Accedido: 18 de noviembre de 2021. [En línea]. Disponible en:
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/3793/6/UPS-KT00037.pdf>
- [38] S. Turpo, «Diseño de un cilindro hidráulico para la construcción de elevadores de carga capacidad máxima 300 kg», Trabajo de Investigación, Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica, FACULTAD DE INGENIERÍA, 2020. Accedido: 12 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en:
https://repositorio.continental.edu.pe/bitstream/20.500.12394/10757/1/IV_FIN_111_TI_Turpo_Ccoa_2020.pdf
- [39] PCE Instruments, «Manómetro», *Uso del manómetro*. <https://www.pce-instruments.com/f/espanol/media/manometro-uso.pdf> (accedido 3 de febrero de 2022).
- [40] ENERPAC, «Manómetros para fuerzas y presiones», *Tecnología Hidráulica Mundial*.
https://www.ralihidro.com/catalogos/enerpac_componentes_manometros.pdf (accedido 3 de febrero de 2022).
- [41] A. Creus Sole, *Neumática e hidráulica*. Barcelona, España: Marcombo, 2008. Accedido: 30 de mayo de 2022. [En línea]. Disponible en:
<https://bibliotecas.ups.edu.ec:3488/es/ereader/bibliotecaups/45915>
- [42] CEME, «Guía para la selección de electroválvulas». Potermic. Accedido: 3 de febrero de 2022. [En línea]. Disponible en:
https://www.sfcafeccion.com/pdfcatalogos/DIVISION_5%20electrovalvulas%20ceme.pdf
- [43] L. cerda filiu, *Automatismos neumáticos e hidráulicos*, 1.^a ed. Madrid: Paraninfo, 2018. Accedido: 30 de mayo de 2022. [En línea]. Disponible en:
https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=4_p6DwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PA183&dq=tipos+de+valvulas+hidraulicas&ots=dB7PUAYtF4&sig=5BytkB6ZCWb5FRWWz_IWXYxbErk#v=onepage&q&f=false
- [44] VIVOIL, «Divisores de caudal», *VIVOLO BOLOGNA ITALY*, 18 de octubre de 2001. http://www.vivoil.com/files/vivoil_d_sp.pdf (accedido 3 de febrero de 2022).
- [45] A. Donald R y W. Wendelin J, *Ciencia e ingeniería de materiales*, Séptima., vol. 7, 8 vols. Universidad de Misuri: CENGAGE Learnig. Accedido: 22 de diciembre de 2021. [En línea]. Disponible en:
https://www.academia.edu/42140323/Ciencia_e_ingenieria_de_materia_Askeland_Donald_R_Wright_We_Not_mine_
- [46] «TRATAMIENTOS TÉRMICOS PROTOCOLO-Curso de Materiales», Escuela Colombiana de ingeniería, Colombia, técnico 2. Accedido: 22 de enero de 2022. [En línea]. Disponible en:
https://escuelaing.s3.amazonaws.com/staging/documents/1537_tratamientostermicosr2.pdf?AWSAccessKeyId=AKIAWFY3NGTFBJGCIWME&Signature=JpEBxS1gf7%2BatkxFJLa0jXaGGPk%3D&Expires=1645676729
- [47] R. G. Budynas y J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Novena. México: The McGRAW-HILL, 2011. Accedido: 29 de junio de 2022. [En línea]. Disponible en:
<http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/elementoMaquina/material/libroCabecera.pdf>
- [48] Rodavigo, S.A., «PLEGADORAS DE CHAPA MANUALES», Polígono Industrial O Rebullón s/n. 36416 - Mos - España. Accedido: 15 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en:

- <https://rodavigo.net/catalogos/ASLAK/02%20Metal/ASLAK%2029%20Plegadoras%20de%20chapa.pdf>
- [49] Niagra, «Dobladoras Manuales», Manual de Instrucciones, abr. 2012. Accedido: 12 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.fablamp.com/mu250p-sp.pdf>
- [50] Narguesa, «PLEGADORA HIDRÁULICA, MP3003CNC», España. Accedido: 25 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.nargesa.com/sites/default/files/mp3003cnc-es.pdf>
- [51] A. F. Sánchez Betancourt, «Caracterización del acero naval ASTM A-131 utilizado en la construcción y reparación de embarcaciones.», Proyecto de grado, Universidad de los Andes, Bogotá, D.C., 2008. Accedido: 15 de junio de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.uniandes.edu.co/bitstream/handle/1992/20307/u319345.pdf?sequence=1>
- [52] Cla. General de Aceros S.A., «SAE 1020 y SAE 1045 aceros ingeniería al carbono», *Aceros de ingeniería*. <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf> (accedido 11 de julio de 2022).
- [53] J. D. M. Martínez y C. C. V. Moreno, «DISEÑO DE UNA MÁQUINA CIZALLADORA Y DOBLADORA DE LÁMINAS METÁLICAS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO», p. 157, 2019.
- [54] ANSI/AISC 316, «Especificación para Construcciones de Acero». Asociación latinoamericana del acero.
- [55] J. C. McCORMAC y S. F. CSERNAK, *Diseño de estructuras de acero*, Quinta Edición. México: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C. V., 2013. Accedido: 12 de julio de 2022. [En línea]. Disponible en: https://www.academia.edu/28111116/Dise%C3%B1o_de_Estructuras_De_Acero_McCormac_5ta_Ed_pdf
- [56] «SKF Bearing Select». <https://www.skfbearingselect.com/#/type-arrangement/single-bearing> (accedido 10 de julio de 2022).
- [57] SKF, «SKF Lube Select para grasas SKF», *Gestión de la lubricación*. <http://webtools3.skf.com/LubeSelectForSkfGreases/index.jsp?action=applicationConditions> (accedido 26 de julio de 2022).
- [58] ENERPAC, «Cilindros de gran tonelaje, serie CLRG», *Cilindros de doble efecto y gran tonelaje*, 6 de 2022. https://www.ralihidro.com/catalogos/enerpac_cilindros_de_gran_tonelaje_de_doble_efecto_clrg.pdf
- [59] ENERPAC, «HERRAMIENTAS INDUSTRIALES», *Grupo Pegamo*, 2015. <https://doc.pegamo.es/www/Marcas/Doc/DDF004EF7E4F406BA42B6312886C8CF9.pdf> (accedido 19 de junio de 2022).
- [60] «ELECTROVALVULA CENTRO TANDEM – HIDRONEUMATIC». <https://hidroneumatic.com.ec/producto/electrovalvula-centro-tandem/> (accedido 22 de junio de 2022).
- [61] Festo Inc, «Comprar Válvulas y terminales de válvulas online | Festo PE», *Automatización industrial*. https://www.festo.com/pe/es/c/productos/automatizacion-industrial/valvulas-y-terminales-de-valvulas-id_pim23/ (accedido 22 de junio de 2022).
- [62] «Válvula limitadora de presión – DB10P-01-C-N-500V – Brammertz». <https://www.brammertz.com/producto/valvula-limitadora-de-presion/> (accedido 22 de junio de 2022).

- [63] Rexroth, «Ficha técnica válvula estranguladora y estranguladora antirretorno». https://www.hydba.com/wp-content/uploads/2019/07/ficha_tecnica_valvula_reguladora_de_caudal_FG_y_FK_Bosch_Rexroth.pdf (accedido 22 de junio de 2022).
- [64] «Divisores de caudal - HAWE Hidráulica», *Hawe Hydraulik*, 2022. <https://www.hawe.com/es-es/productos/busqueda-de-productos-por-tipos-de-aparato/valvulas-hidraulicas/valvulas-de-caudal/divisores-de-caudal/> (accedido 23 de junio de 2022).
- [65] «DRH - HAWE Hidráulica», *Válvula antirretorno con desbloqueo del tipo DRH*. <https://www.hawe.com/es-es/productos/busqueda-de-productos-por-tipos-de-aparato/valvulas-hidraulicas/valvulas-de-bloqueo/valvulas-antirretorno-con-desbloqueo/drh/> (accedido 23 de junio de 2022).

10. Anexos.

Anexo 1. Dimensiones de agujeros nominal.

TABLA J3.3 Dimensiones de Agujero Nominal, in				
Diámetro Perno	Dimensiones Agujero			
	Estándar (Dia.)	Sobretamaño (Dia.)	Ranura Corta (Ancho x Largo)	Ranura Larga (Ancho x Largo)
1/2	9/16	5/8	9/16 x 11/16	9/16 x 1 1/4
5/8	11/16	13/16	11/16 x 7/8	11/16 x 1 9/16
3/4	13/16	15/16	13/16 x 1	13/16 x 1 7/8
7/8	15/16	1 1/16	15/16 x 1 1/8	15/16 x 2 3/16
1	1 1/8	1 1/4	1 1/8 x 1 5/16	1 1/8 x 2 1/2
≥ 1 1/8	d + 1/8	d + 5/16	(d + 1/8) x (d + 3/8)	(d + 1/8) x 2.5d

TABLA J3.3M Dimensiones de Agujero Nominal, mm				
Diámetro Perno	Dimensiones Agujero			
	Estándar (Dia.)	Sobretamaño (Dia.)	Ranura Corta (Ancho x Largo)	Ranura Larga (Ancho x Largo) ¹⁾
M16	18	20	18 x 22	18 x 40
M20	22	24	22 x 26	22 x 50
M22	24	28	24 x 30	24 x 55
M24	27 ^[a]	30	27 x 32	27 x 60
M27	30	35	30 x 37	30 x 67
M30	33	38	33 x 40	33 x 75
≥ M36	d + 3	d + 8	(d + 3) x (d + 10)	(d + 3) x 2.5d

^[a] Espacio proporcionado permite el uso de un perno de 1-in.

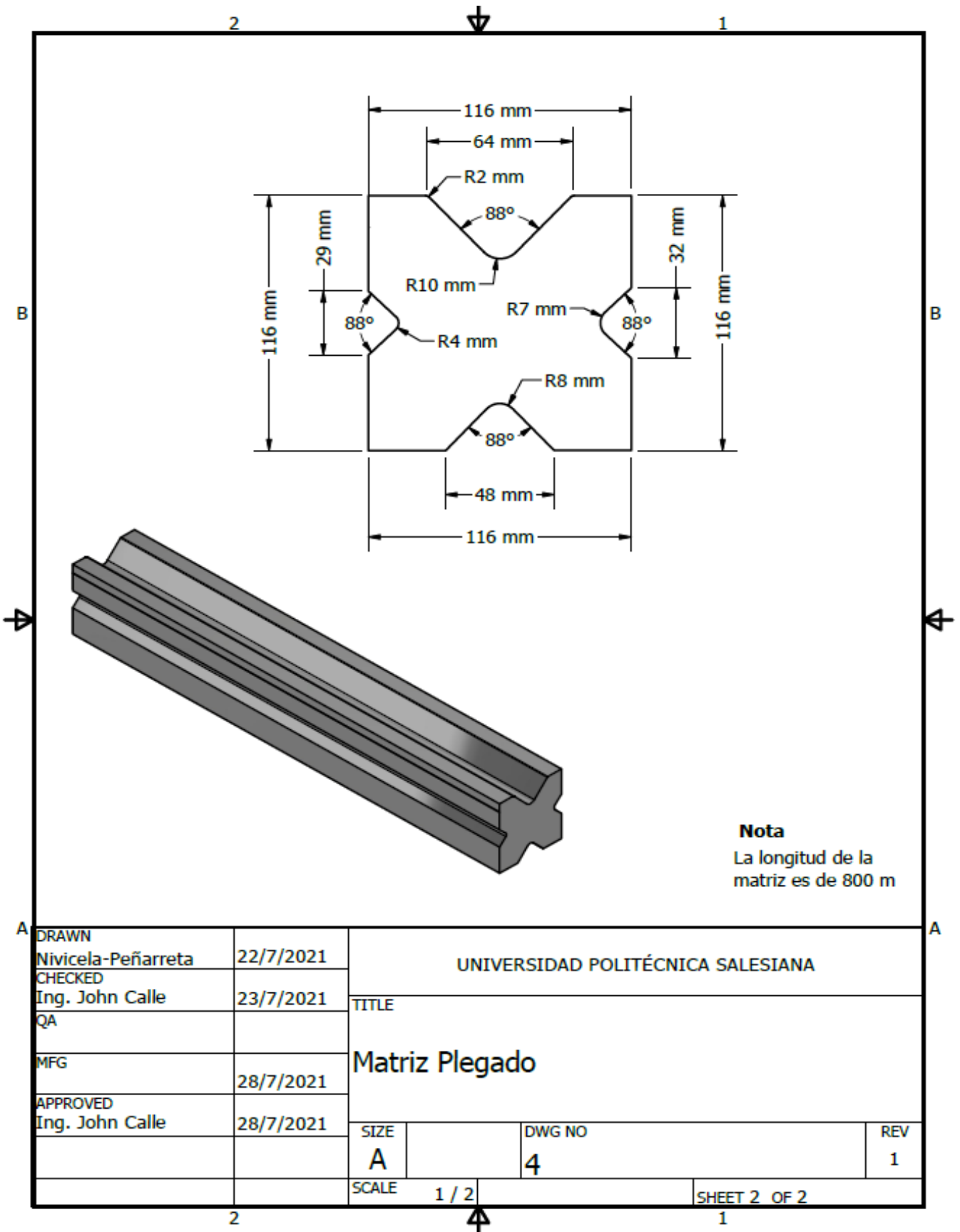
Anexo 2. Bomba seleccionada



CARACTERÍSTICAS

Fluido	de agua
Tecnología	de pistón
Sector	industrial
Aplicaciones	de control
Caudal	118 l/min (31,1723 us gal/min)
Presión	Mín.: 34 bar (493,128 psi) Máx.: 345 bar (5.003,802 psi)

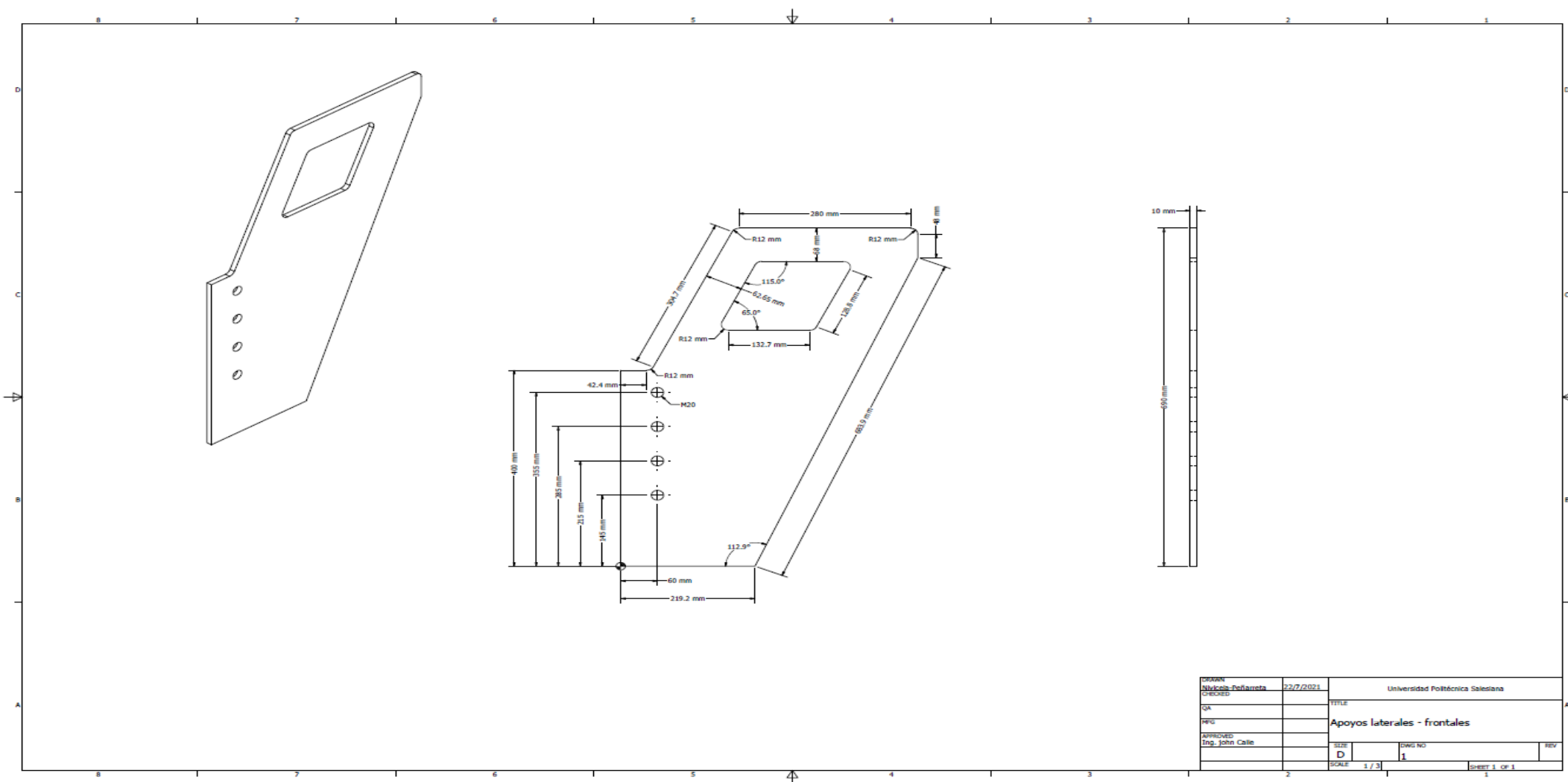
Anexo 3. Matriz de plegado



Nota
La longitud de la matriz es de 800 m

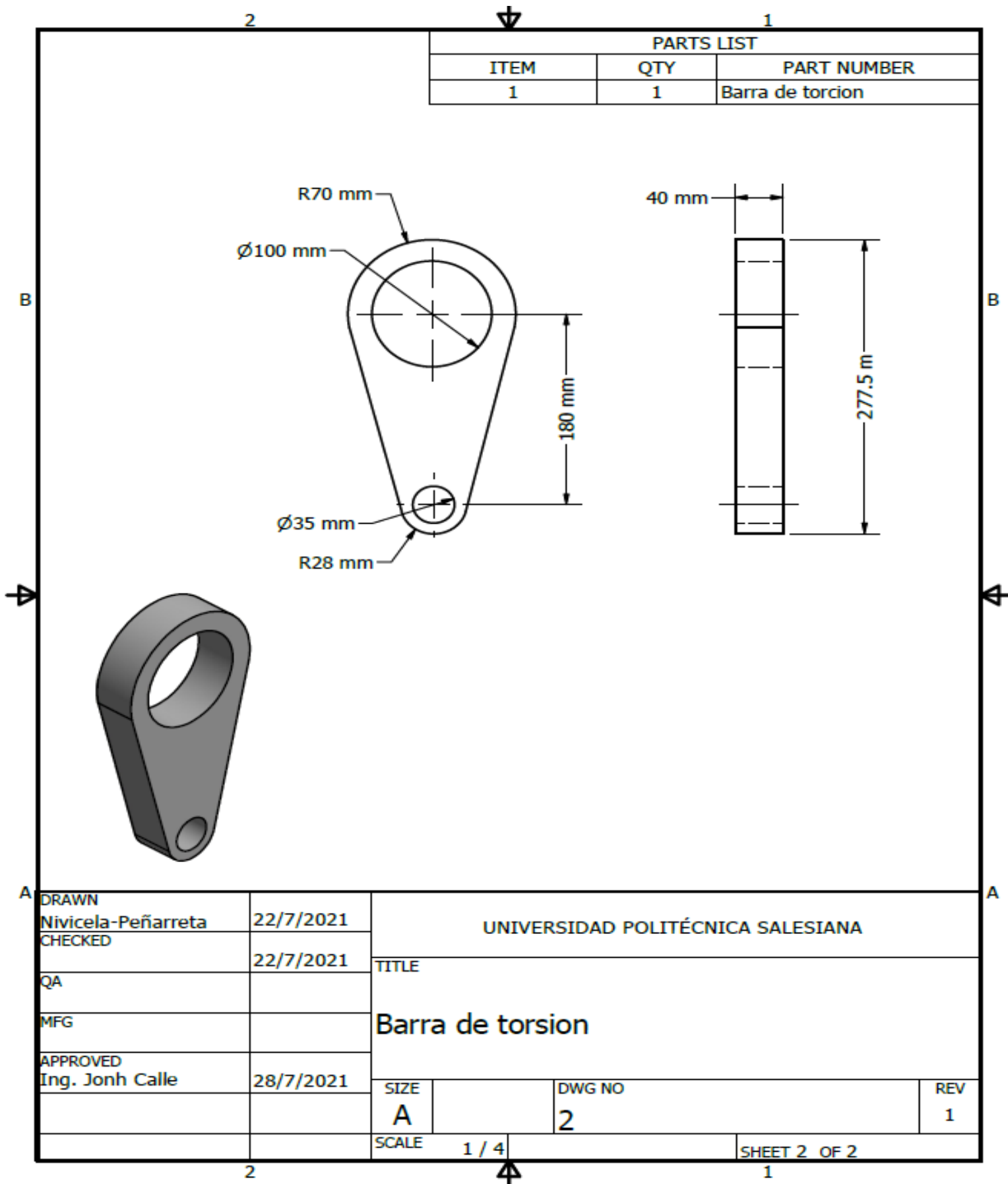
DRAWN	22/7/2021	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA		
Nivicela-Peñarreta				
CHECKED	23/7/2021	TITLE		
Ing. John Calle		Matriz Plegado		
QA		SIZE	DWG NO	REV
MFG	28/7/2021	A	4	1
APPROVED	28/7/2021	SCALE	1 / 2	SHEET 2 OF 2
Ing. John Calle				

Anexo 4. Placas laterales



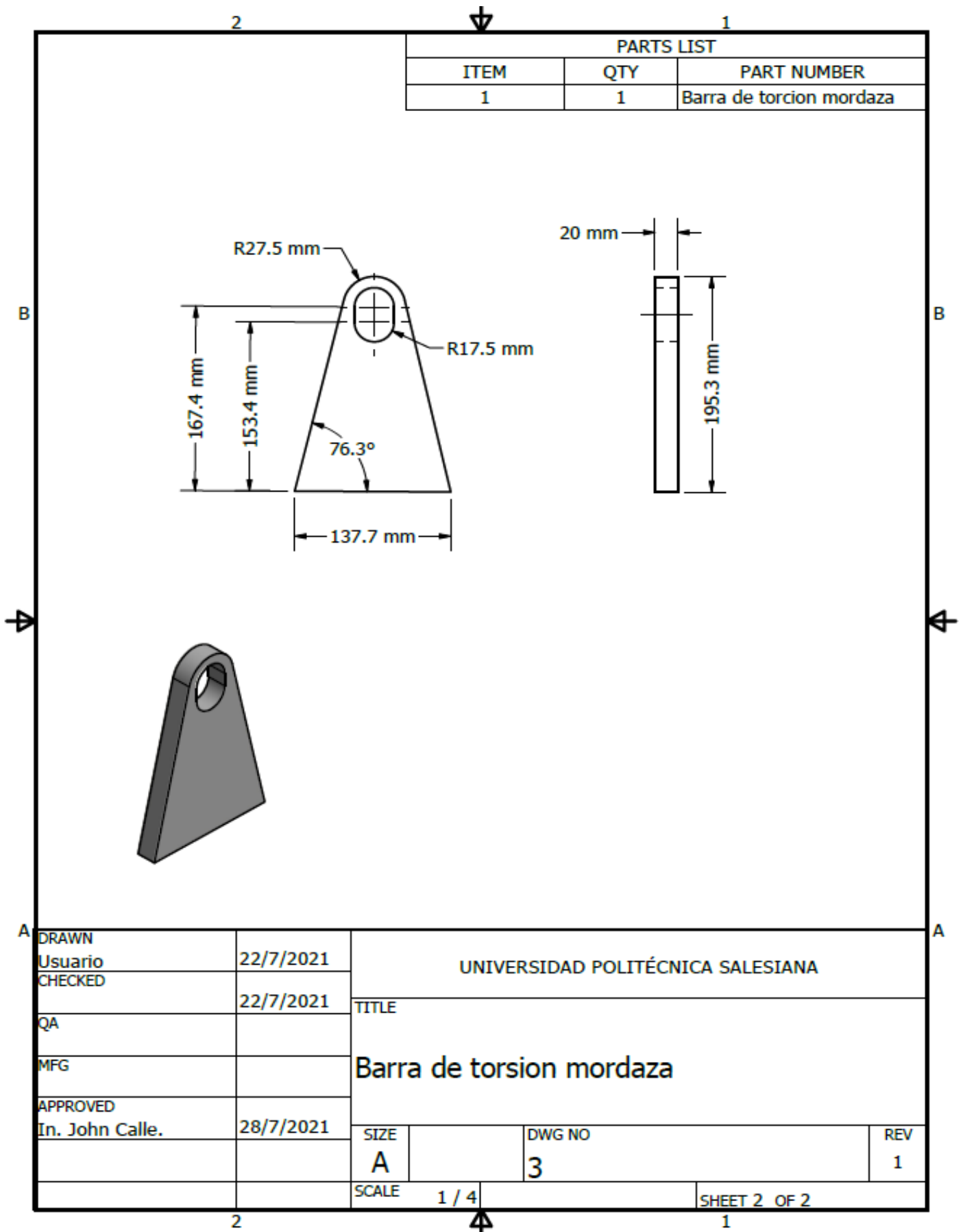
DRAWN Nelysola Pedraza 22/7/2021	Universidad Politécnica Salesiana		
CHECKED	TITLE		
QA	Apoyos laterales - frontales		
PRG	SIZE		
APPROVED	Dwg NO		REV
Eng. John Calle	1		
SCALE	1 / 3	Sheet 1 of 1	

Anexo 5. Apoyos barra de torsión.

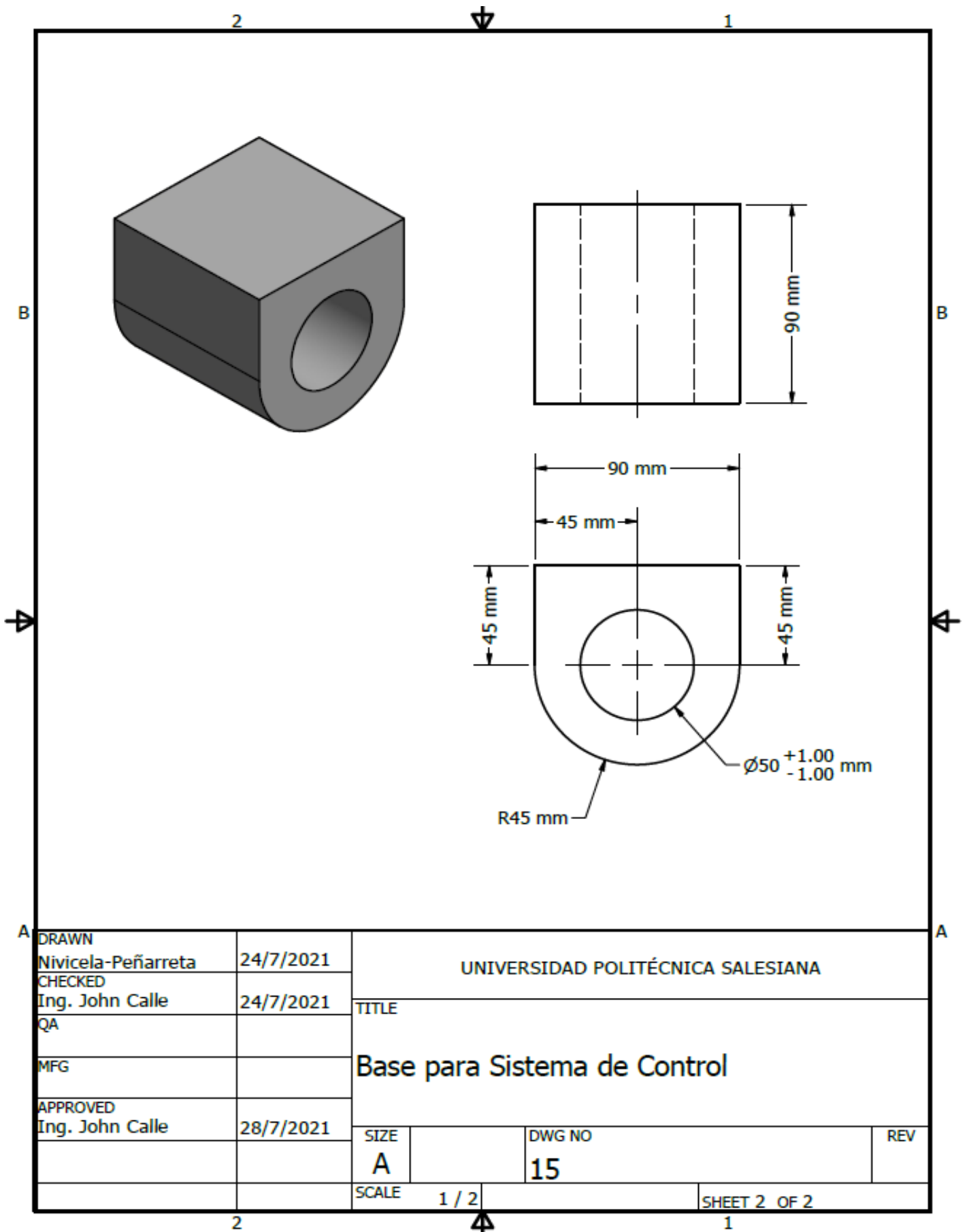


DRAWN	22/7/2021	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA		
Nivicela-Peñarreta	22/7/2021			
CHECKED	22/7/2021	TITLE		
QA		Barra de torsion		
MFG				
APPROVED	28/7/2021	SIZE	DWG NO	REV
Ing. Jonh Calle		A	2	1
		SCALE	1 / 4	SHEET 2 OF 2

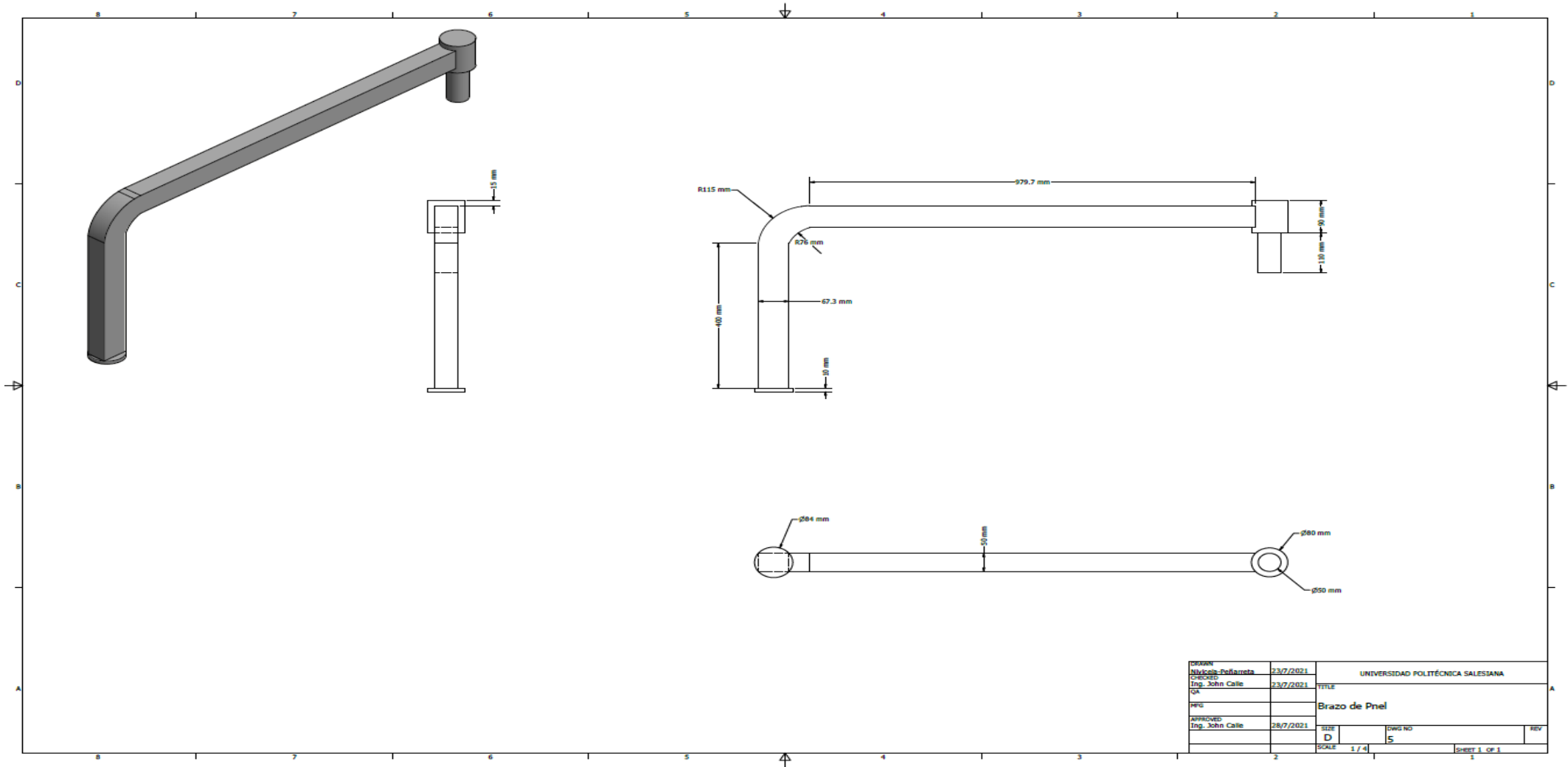
Anexo 6. Barra de torsión.



Anexo 7. base para sistema de control

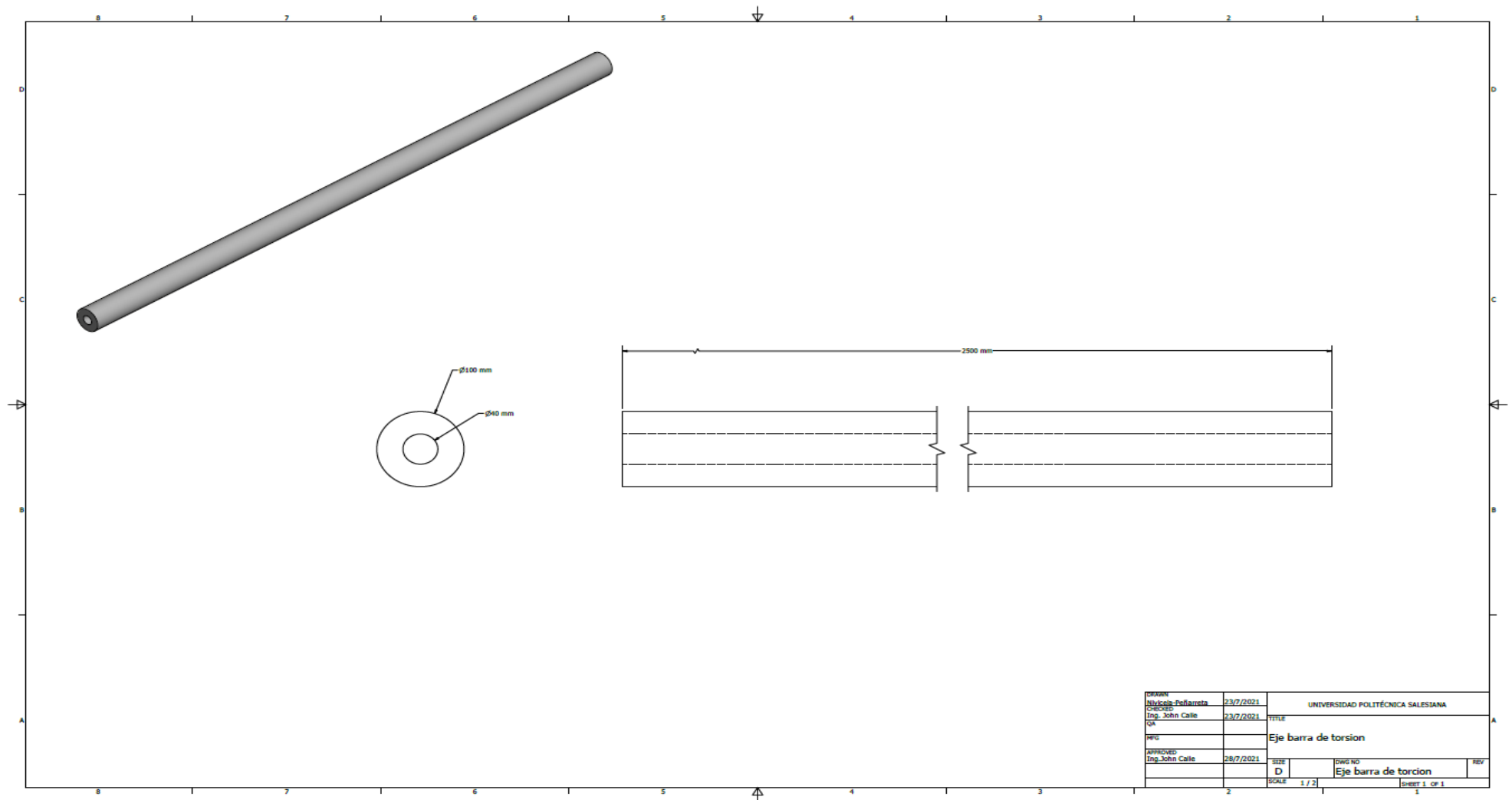


Anexo 8. Plano brazo de panel de control



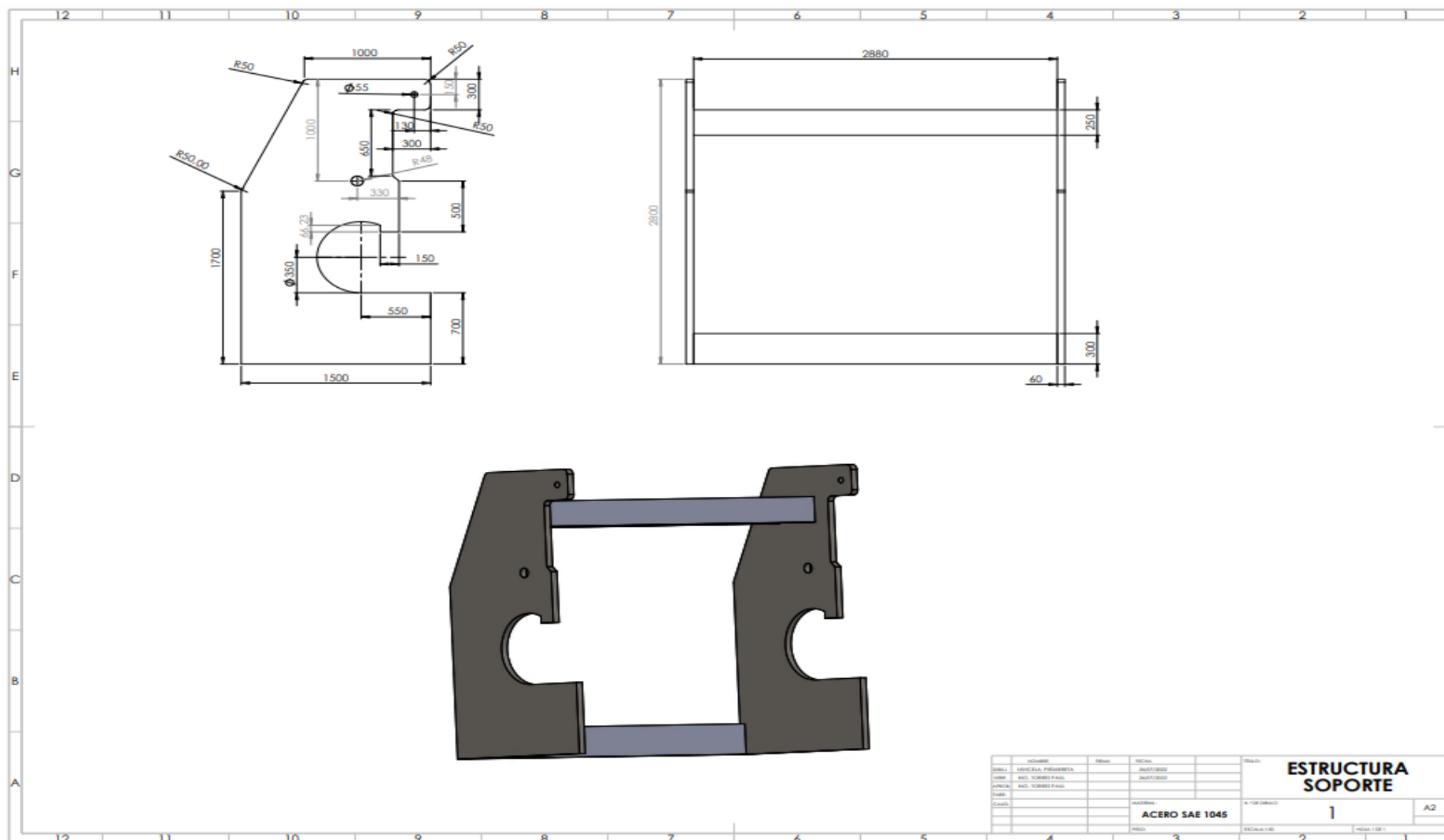
DRAWN DISEÑADO Ing. John Calle	23/7/2021 23/7/2021	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA TÍTULO
PFC		Brazo de Pnel
APPROVED Ing. John Calle	28/7/2021	SIZE D
		DWG NO S
		SCALE 1 / 4
		SHEET 1 OF 1

Anexo 9. Plano Barra de torsión

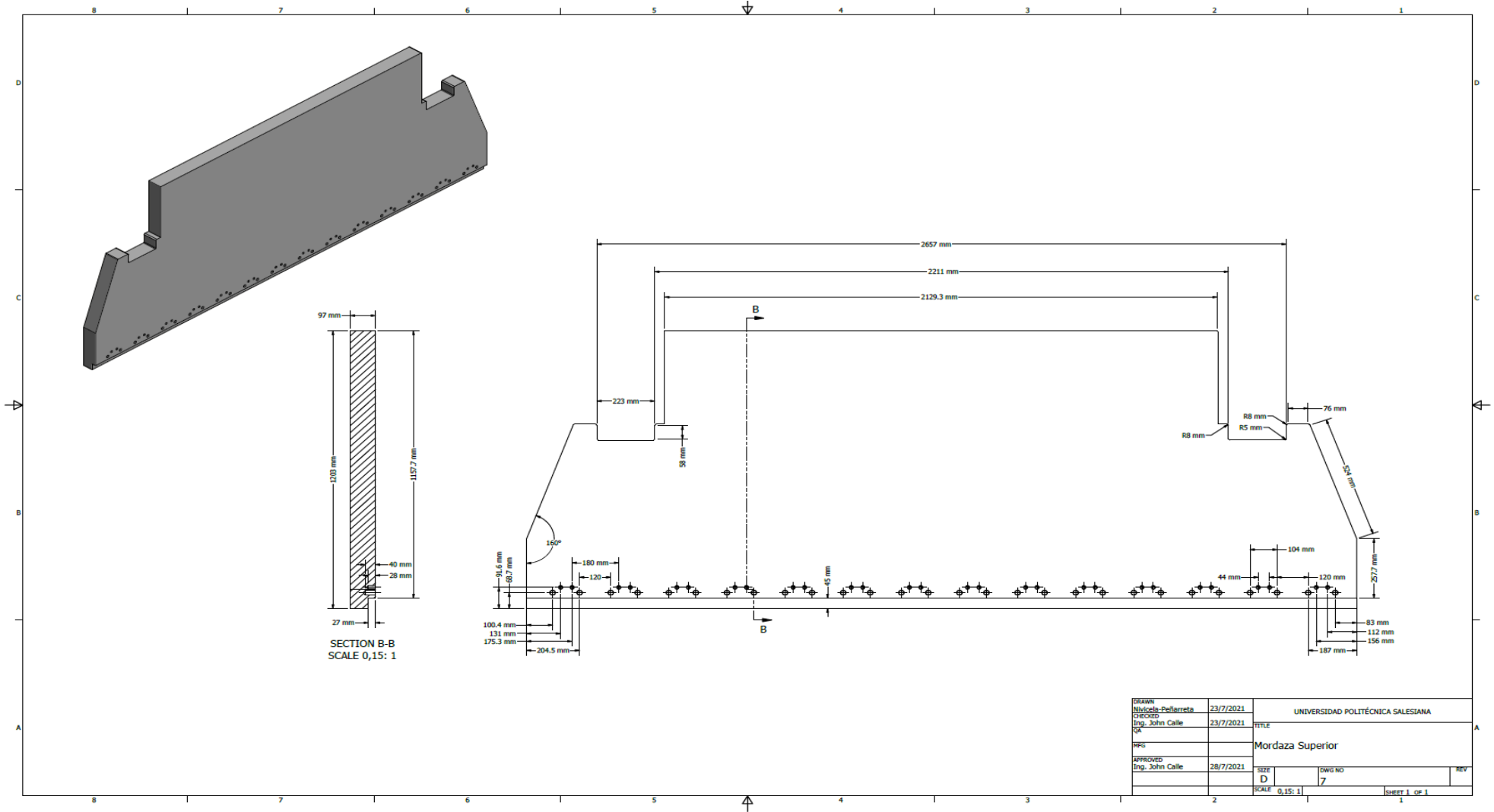


DESIGN	23/7/2021	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	
DRAWN	Ing. John Calle	TITLE	
CHECKED	23/7/2021	Eje barra de torsion	
QA		SIZE	DWG NO
REV		D	Eje barra de torsion
APPROVED	28/7/2021	SCALE	1 / 2
Ing. John Calle			SHEET 1 OF 1

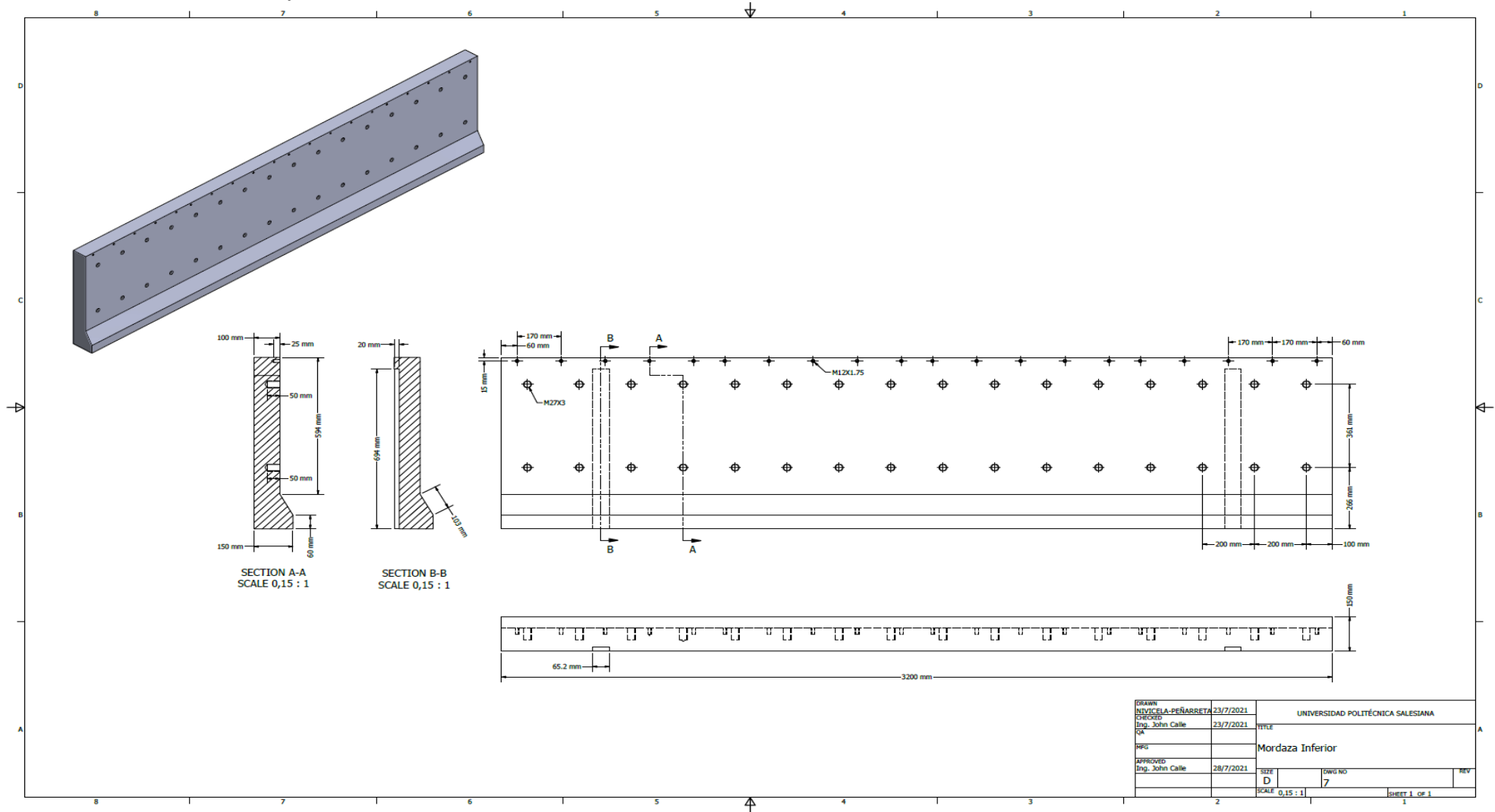
Anexo 10. Planos estructura de soporte



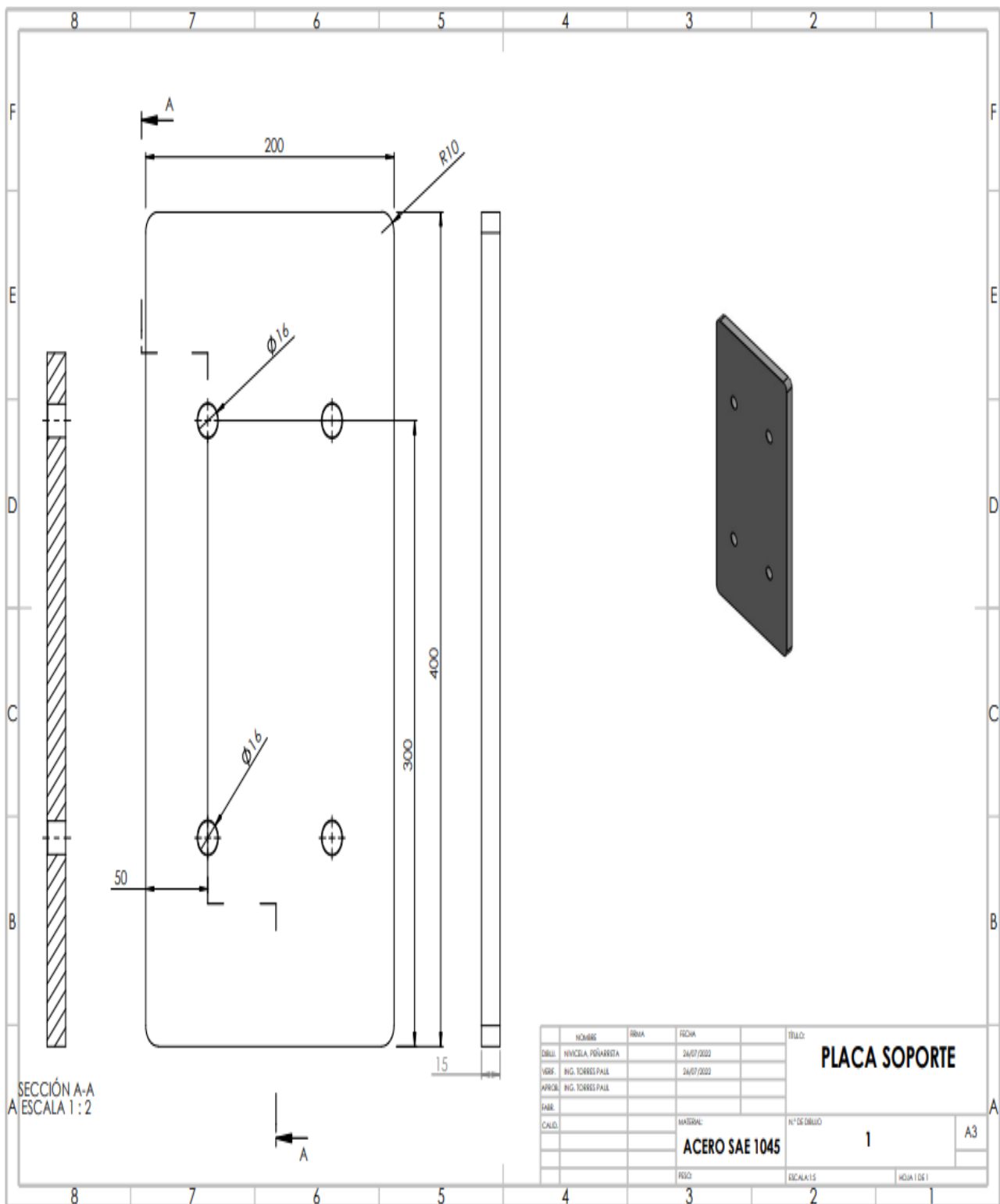
Anexo 11. Planos mordaza superior



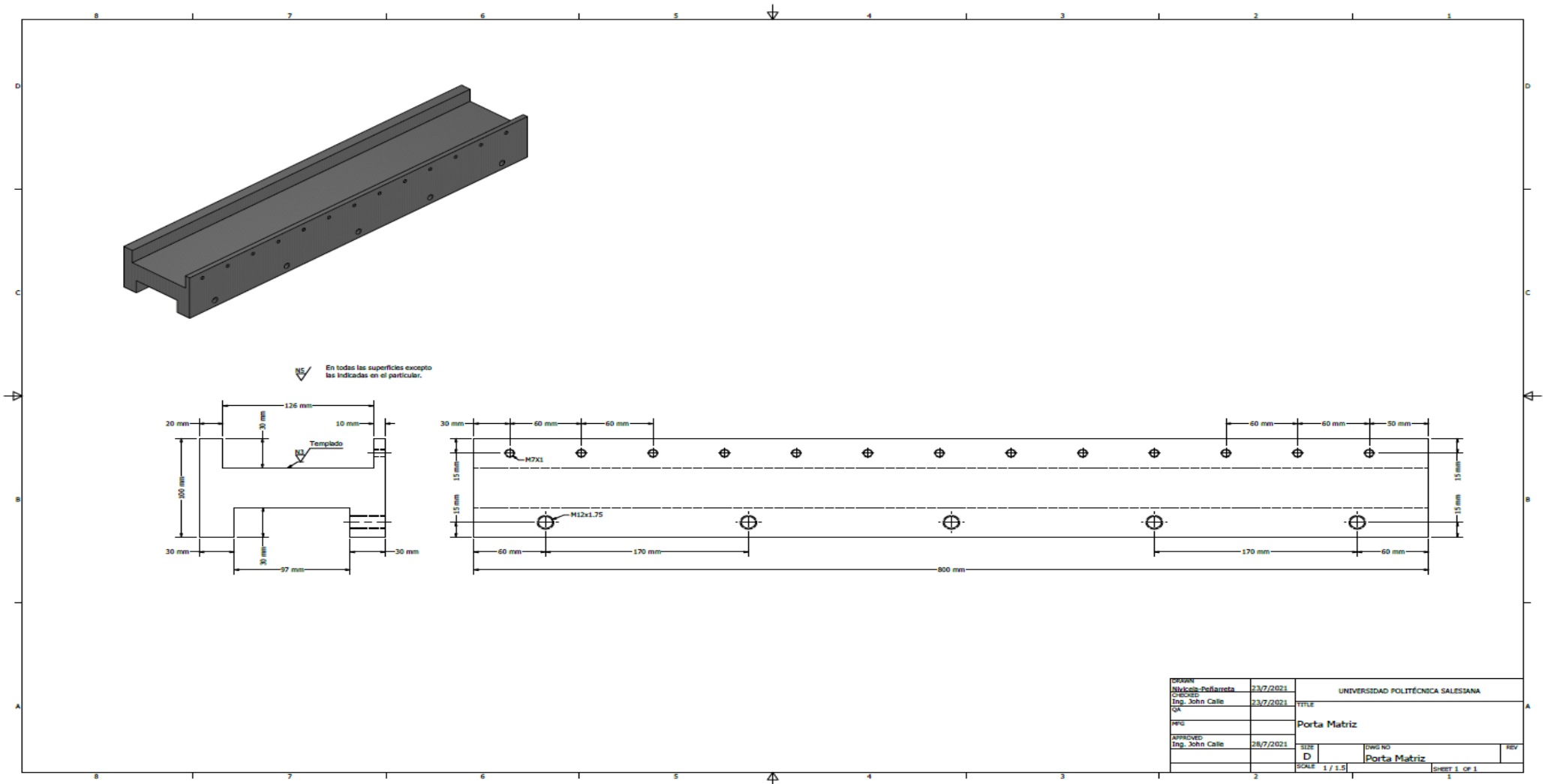
Anexo 12. Planos mordaza inferior



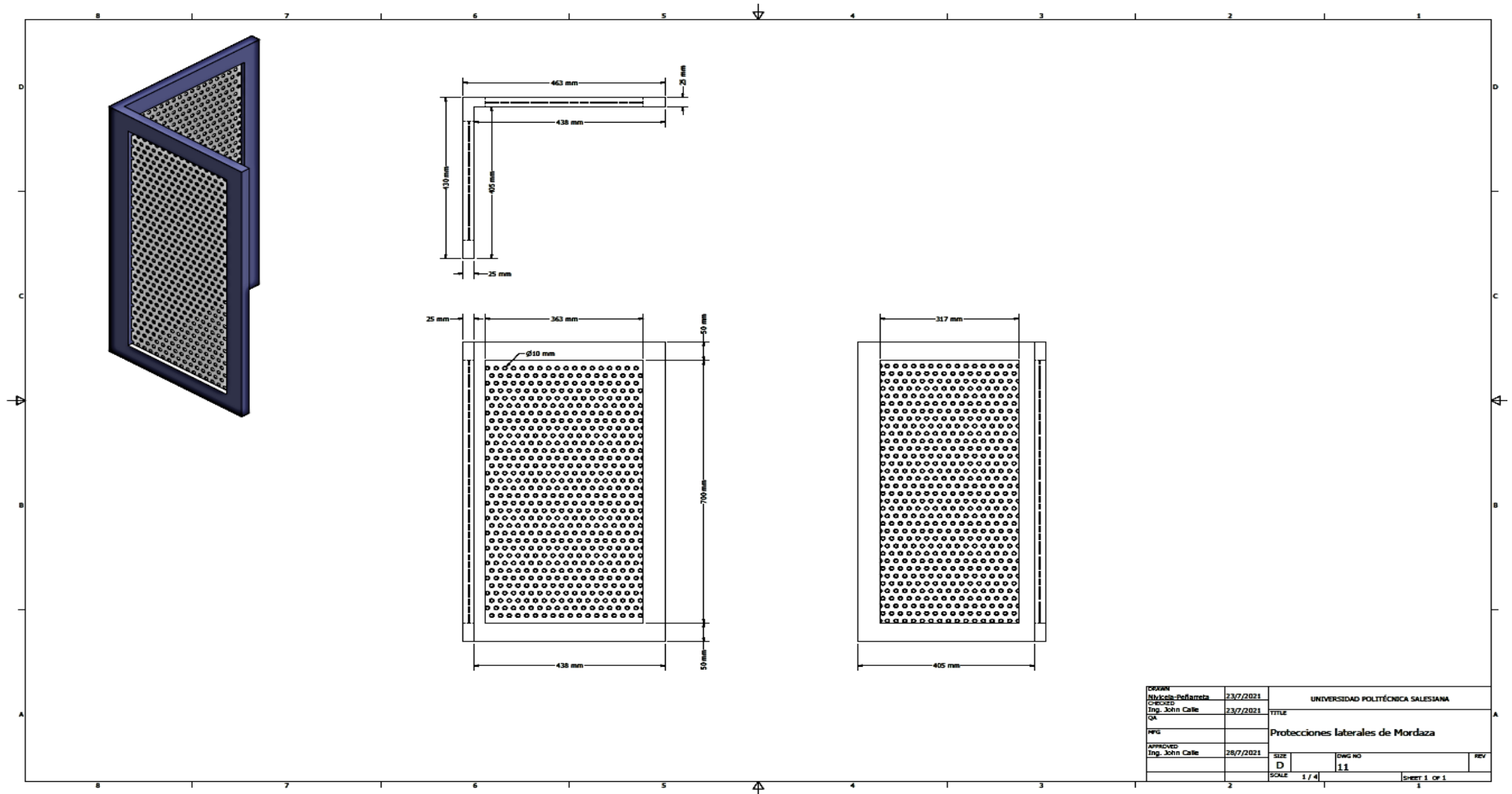
Anexo 13. Planos placa superior de apoyos



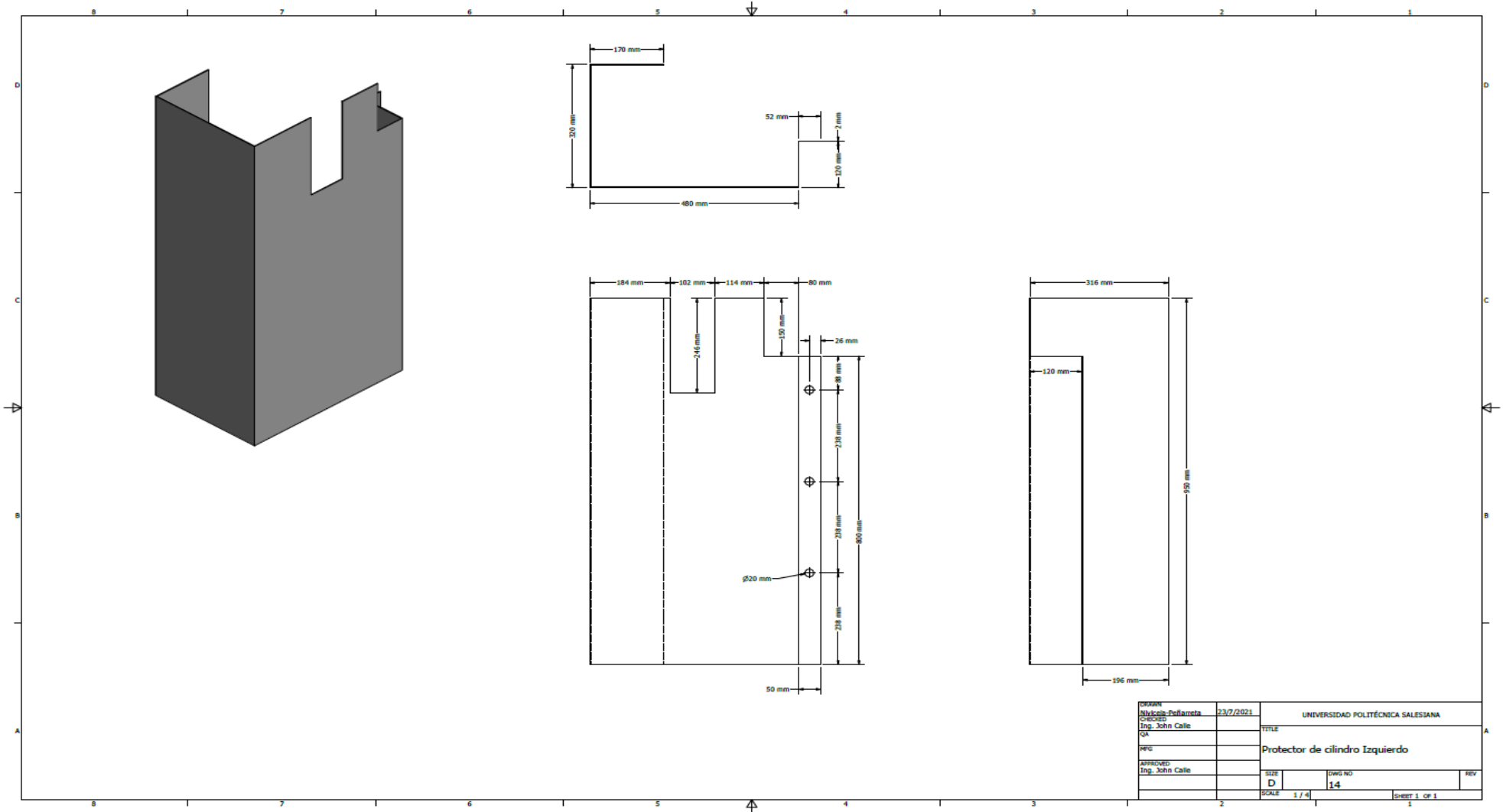
Anexo 14. Planos porta matriz



Anexo 15. Planos protecciones laterales

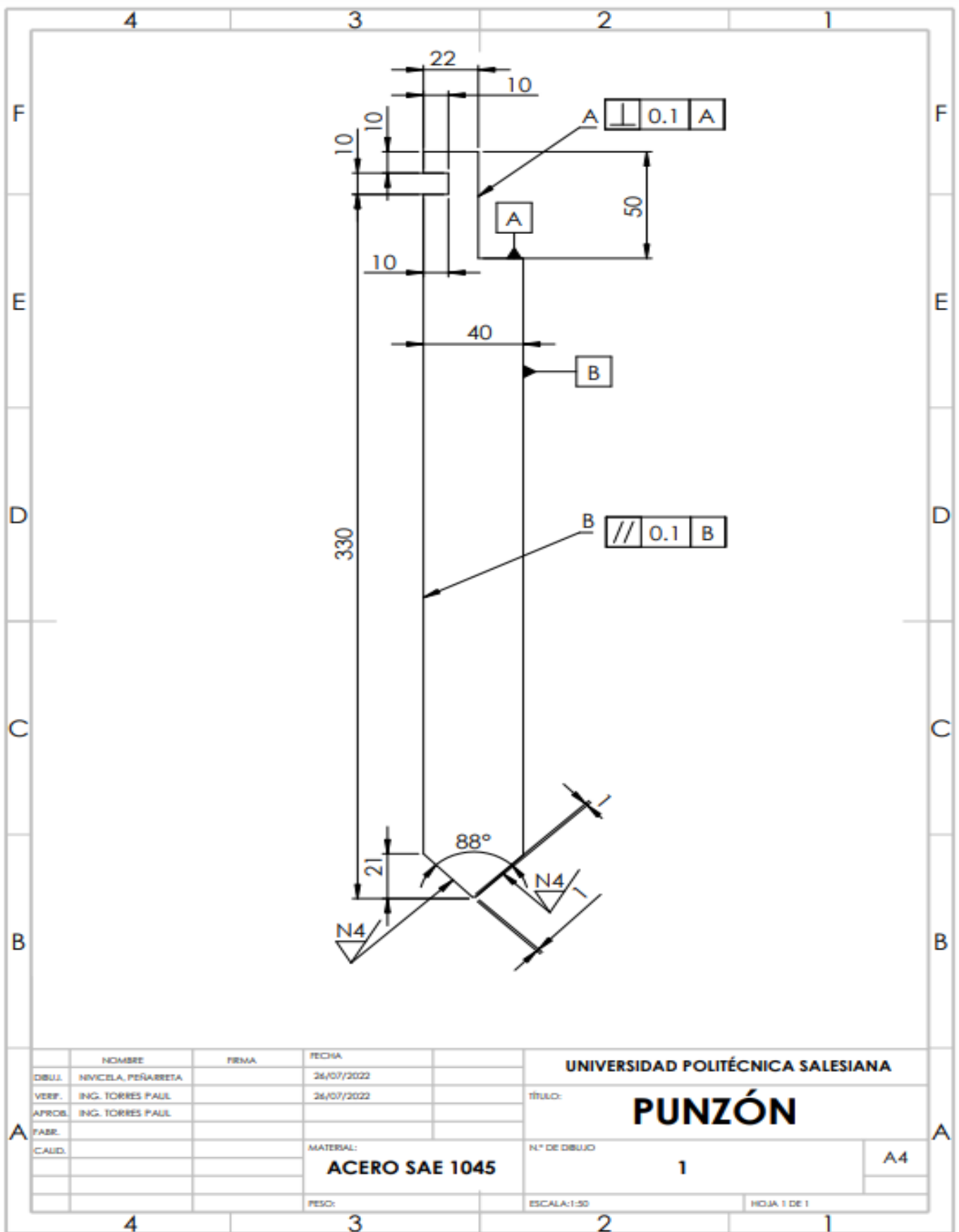


Anexo 16. Planos protector de cilindros

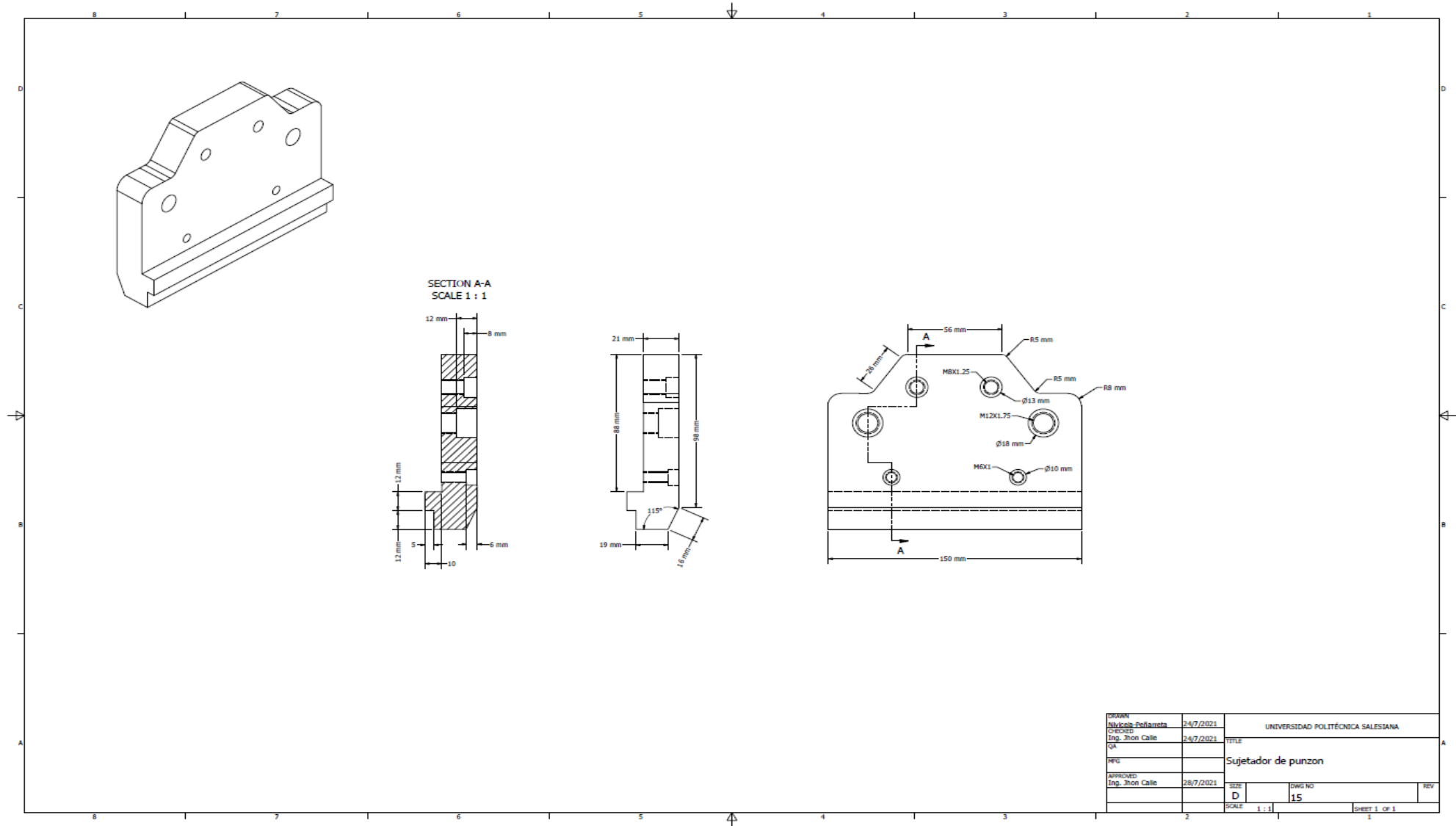


DESIGN	23/7/2021	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	
DRAWN	Ing. John Calle	TÍTULO	
CHECKED	GA	Protector de cilindro Izquierdo	
APPROVED	Ing. John Calle	SIZE	DWG NO
		D	14
		SCALE	1 / 4
			SHEET 1 OF 1

Anexo 17. Planos punzón de plegado.



Anexo 18. Sujetador punzón de plegado



Anexo 19. Plano Apoyos frontales

